

Proyecto de Fin de Máster
Máster Universitario en Diseño Avanzado en
Ingeniería Mecánica

Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones
atornilladas

Autor: Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores: Jaime Domínguez Abascal

Daniel García Vallejo

**Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2019



Trabajo de Fin de Máster
Máster Universitario en Diseño Avanzado en Ingeniería Mecánica

Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas

Autor:

Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores:

Jaime Domínguez Abascal

Catedrático de Universidad

Daniel García Vallejo

Profesor Titular de Universidad

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Proyecto de Fin de Máster: Estudio experimental de la vida a fatiga en uniones atornilladas

Autor: Javier Miguel Juliá Lerma

Tutores: Jaime Domínguez Abascal y
Daniel García Vallejo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Considero la ingeniería una rama donde el apoyo mutuo es esencial, por ello han sido muchas las personas que, directa o indirectamente han hecho posible la realización de este trabajo, que representa el final de un ciclo importante en mi vida.

En especial he de agradecer a mis tutores, Daniel García Vallejo y Jaime Domínguez Abascal, por su dedicación y paciencia. También, agradecer la ayuda prestada y la paciencia tenida conmigo a Beatriz Gallardo Quiles, Andrés López y a los técnicos del laboratorio de Ingeniería Mecánica, Marta Darve y José Guareño. Sin ellos habría sido completamente imposible la realización de los ensayos experimentales. Mención especial al profesor Luis Rodríguez de Tembleque Solano, cuya amabilidad, paciencia y sabiduría me ayudaron mucho en la fase más crítica del proyecto.

También he de agradecer especialmente el excelente trato recibido por parte de los trabajadores de del Centro Andaluz de Metrología. Gracias a su amabilidad y generosidad en el préstamo de piezas ha sido posible realizar este proyecto.

Mis más sinceros agradecimientos a mis compañeros de trabajo, los cuales me han ayudado tanto aportando sus puntos de vista para la multitud de tomas de decisiones que hubo que afrontar durante el desarrollo del proyecto. Muchas gracias a todos.

Mis compañeros durante los cursos en la Escuela también han sido muy importantes para mí. Muchas gracias a todos por hacerme sentir uno más y por la ayuda que, entre todos, nos hemos prestado.

Agradecer a mi familia el apoyo incondicional que siempre me han proporcionado. Sin ellos no habría sido posible terminar este ciclo, no solo por el ya sabido aspecto económico, sino también por estar conmigo en los momentos en los que les he necesitado.

Para finalizar, dar las gracias a todo el profesorado que ha intervenido en mi vida, desde los profesores del colegio y el instituto hasta los de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Gracias por transmitirme sus conocimientos y experiencias y por formarme como persona y como estudiante.

Sin todos ellos no hubiera nunca conseguido llegar a realizar este proyecto tan importante para mí, el cual me permite cerrar este pequeño gran ciclo. Muchas gracias a todos.

Javier Miguel Juliá Lerma

Sevilla, 2019

Resumen

Las uniones atornilladas son comúnmente conocidas. A pesar de los avances tecnológicos, este tipo de unión continúa teniendo protagonismo incluso en proyectos de última generación como los aerogeneradores. Debido a ello, es importante continuar avanzando en el estudio del comportamiento de dichas uniones.

En ocasiones, el desarrollo analítico o por métodos numéricos no es suficiente para obtener conclusiones definitivas sobre las investigaciones realizadas. Esto suele ocurrir cuando la incertidumbre que se cierne sobre el sistema es excesiva, como por ejemplo en los materiales compuestos. Es ahí donde la experimentación cobra una vital importancia. Las uniones atornilladas presentan una geometría muy compleja que hace que el rozamiento en la zona roscada presente mucha incertidumbre.

En el presente documento se explican los ensayos experimentales realizados sobre uniones atornilladas para detectar el efecto que tiene sobre la vida a fatiga el hecho de desplazar la rosca una vez completada la mitad de la vida de la unión, modificando así el punto crítico entre roscas.

Todo ensayo experimental requiere multitud de operaciones previas debidas, a veces, a sucesos inesperados que ocurren. En este documento, además de los experimentos principales, se comentan también todos los sucesos ocurridos y la resolución dada a cada uno de ellos mediante la utilización de los medios de los que se disponía.

Este estudio está relacionado con la investigación realizada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Escuela Superior de Ingeniería de Sevilla sobre las uniones atornilladas de un campo de aerogeneradores de Francia.

Abstract

Bolted joints are well-known. Despite technological advances, this type of joint also still playing a leading role in cutting-edge projects such as wind turbines. Due to this, it is important to continue advancing in the study of the behavior of these joints.

Sometimes, the analytical or numerical methods development is not enough to obtain definitive conclusions about the researches carried out. This usually happens when the uncertainty of the system is excessive, as for example in composite materials. Here is where experimentation becomes vitally important. Bolted connections have a very complex geometry that makes the friction in the threaded area so uncertain.

This document explains the experimental tests carried out on bolted joints to detect the effect of fatigue on the life of the bolted joint the fact of changing the position of the critical point in the thread when the half-life of the joint is completed.

Every experimental test requires many previous operations due, sometimes, to unexpected events that occur. In this document, in addition to the main experiments, we will also see all the special events that have appeared during the development of the project and the resolution given to each of them using the available means at our disposal.

This study is related to the research carried out by the Department of Mechanical Engineering and Manufacturing of the School of Engineering of Seville on the unions of a wind turbine field in France.

Índice

<i>Agradecimientos</i>	<i>ix</i>
<i>Resumen</i>	<i>xi</i>
<i>Abstract</i>	<i>xiii</i>
<i>Índice</i>	<i>xv</i>
<i>Índice de Figuras</i>	<i>xix</i>
<i>Índice de Tablas</i>	<i>xxv</i>
<i>Notación</i>	<i>xxix</i>
1 Introducción	1
1.1. Introducción a la fatiga	2
1.2. Objetivo del trabajo	5
2 Plan de acción	9
2.1. Aceite de lubricación	10
2.2. Cálculo aproximado del par de apriete	11
2.3. Diseño del adaptador de tornillo	12
2.3.1 Geometría	12
2.3.2 Cálculo del adaptador de tornillo	13
2.4. Utillaje de ensayo	17
2.4.1 Pala	18
2.4.2 Cilindro	18
2.4.3 Acoplador roscado	19
2.4.4 Adaptador de tornillo	19
2.4.5 Casquillo	20
2.4.6 Arandelas	21
2.4.7 Tornillo y tuerca	21
2.4.8 Montaje de ensayo	22
2.5. Utillaje de apriete	26
2.5.1 Placa base	26
2.5.2 Tornillo – transición M20	26
2.5.3 Vaso de llave dinamométrica	27
2.5.4 Llave dinamométrica	28
2.5.5 Montaje ensamblaje	28
2.5.6 Otras soluciones planteadas	31
3 Ensayos previos	33
3.1. Calibración del casquillo	33
3.1.1 SANEI	33
3.1.2 Ratón	34
3.1.3 Montaje en la MTS 810	35
3.1.4 Procedimiento	35
3.2. Ensayo de apriete	39
3.3. Determinación de la rigidez del sistema	41
3.3.1 Justificación de la necesidad de la rigidez	41

3.3.2 Método analítico	46
3.3.2.1 Casquillo	46
3.3.2.2 Tornillo	46
3.3.2.3 Resto del sistema	48
3.3.3 Método experimental: Ensayo de rigidez	54
4 Rediseño del utillaje	59
4.1. Casquillo	59
4.2. Acopladores roscados	59
4.3. Combinación de requerimientos	60
4.3.1 Requerimientos de resistencia del tornillo	60
4.3.2 Requerimientos del casquillo	61
4.3.2.1 Eurocódigo 3	62
4.3.2.2 Ecuaciones de Batdorf	67
4.3.2.3 Método de los Elementos Finitos	68
4.3.3 Requerimientos del acoplador roscado	68
4.3.4 Aspectos geométricos del tornillo	71
4.4. Rediseño y comprobación	73
4.4.1 Casquillo	73
4.4.1.1 Eurocódigo 3	74
4.4.1.2 Ecuaciones de Batdorf	75
4.4.1.3 Método de los Elementos Finitos	75
4.4.2 Acoplador roscado	80
4.4.3 Rigidez a flexión del acoplador roscado	84
4.5. Casquillo rediseñado	86
4.6. Calibración del casquillo tras rediseño	87
4.7. Ensayo de rigidez tras rediseño	88
4.7.1 Ensayo de apriete	89
4.7.2 Ensayo de rigidez	91
5 Determinación de la curva SN	93
5.1. Determinación de las fuerzas de máquina necesarias	93
5.2. Ensayos de fatiga	100
5.2.1 Metodología del ensayo de fatiga	100
5.2.1.1 Programa Sax	100
5.2.1.2 Programa Labview	103
5.2.2 Ensayos bloque 1	105
5.2.2.1 Ensayo 1	105
5.2.2.2 Ensayo 2	106
5.2.2.3 Ensayo 3	109
5.2.2.4 Ensayo 4	110
5.2.2.5 Ensayo 5	111
5.2.2.6 Ensayo 6	112
5.2.3 Curva de fatiga	113
5.3. Confirmación de carga para vida de 500 000 ciclos	114
5.3.1 Determinación de la carga	114
5.3.2 Calibración del casquillo con nuevo Sanei	115
5.3.3 Ensayos bloque 2	118
5.3.3.1 Ensayo 7	119

5.3.3.2 Ensayo 8	120
5.3.3.3 Ensayo 9	121
5.3.3.4 Ensayo 10	122
5.3.4 Análisis de resultados	124
5.3.5 Calibración de casquillo por degradación de las galgas	125
6 Ensayos de filete crítico	127
6.1. Metodología de ensayo	127
6.1.1 Ensayo de apriete 1	127
6.1.2 Ensayo de desgaste	128
6.1.3 Ensayo de apriete 2	129
6.1.4 Ensayo de rotura	130
6.2. Ensayos	131
6.2.1 Bloque 3	131
6.2.1.1 Ensayo 11	131
6.2.1.2 Ensayo 12	134
6.2.1.3 Ensayo 13	135
6.2.1.4 Ensayo 14	136
6.2.1.5 Resumen de resultados del bloque 3	137
6.2.2 Bloque 4	138
6.2.2.1 Ensayo 15	138
6.2.2.2 Ensayo 16	140
6.2.2.3 Ensayo 17	142
6.2.2.4 Ensayo 18	143
6.2.2.5 Resumen de resultados del bloque 4	144
6.2.3 Bloque 5	145
6.2.3.1 Ensayo 19	145
6.2.3.2 Ensayo 20	146
6.2.3.3 Ensayo 21	147
6.2.3.4 Ensayo 22	148
6.2.3.5 Resumen de resultados del bloque 5	149
6.2.4 Bloque 6	150
6.2.4.1 Ensayo 23	150
6.2.4.2 Ensayo 24	151
6.2.4.3 Ensayo 25	152
6.2.4.4 Ensayo 26	153
6.2.4.5 Resumen de resultados del bloque 6	154
6.2.5 Ensayo aleatorio (bloque 8)	155
7 Resultados	161
8 Conclusión	163
<i>Bibliografía</i>	<i>I</i>

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 - Aerogenerador ‘offshore’ en Gran Canaria, España.	1
Figura 1-2 – Marcas de playa y superficie de rotura de un eje a fatiga.	3
Figura 1-3 – Curva SN simplificada para aceros.	3
Figura 1-4 – Diagrama de tensión deformación para deformaciones locales.	4
Figura 1-5 – Esquema de los puntos críticos de cada grupo.	6
Figura 2-1 - Aceite MEROPA 320.	11
Figura 2-2 - Croquis adaptador axisimétrico.	13
Figura 2-3 - Extracto del certificado del material F-127	14
Figura 2-4 - Condiciones de contorno. Fuerza aplicada (rojo) y desplazamiento fijo (amarillo).	15
Figura 2-5 - Malla utilizada.	16
Figura 2-6 - Tensión equivalente de Von Mises [MPa] para compresión $F = 20$ kN.	16
Figura 2-7 - Desplazamiento vertical [mm] para compresión $F = 20$ kN.	17
Figura 2-8 - Pala empleada en el ensayo.	18
Figura 2-9 - Cilindro roscado a la pala empleado en el ensayo.	18
Figura 2-10 - Acoplador roscado empleado en el ensayo.	19
Figura 2-11 - Adaptador de tornillo diseñado y empleado en el ensayo.	19
Figura 2-12 - Casquillo empleado en el ensayo.	20
Figura 2-13 - Circuito puente Wheatstone.	20
Figura 2-14 - Arandelas empleadas en el ensayo.	21
Figura 2-15 - Tornillo y tuerca empleados en el ensayo.	22
Figura 2-16 - Modelo del ensamblaje de ensayo abierto (izq.) y cerrado (der.).	23
Figura 2-17 - Detalle de la zona del casquillo en el modelo de ensamblaje de ensayo.	24
Figura 2-18 - Ensamblaje de ensayo explosionado.	25
Figura 2-19 - Placa base utilizada en el ensayo de apriete.	26
Figura 2-20 - Tornillo-transición M20 empleado en el utillaje de apriete.	27
Figura 2-21 - Vasos de llave dinamométrica corto (izq.) y largo (der.).	27
Figura 2-22 - Montaje vaso corto y tornillo-transición M20.	28
Figura 2-23 - Llave dinamométrica utilizada para el ensayo de apriete.	28
Figura 2-24 - Modelo del montaje para apriete.	29

Figura 2-25 - Modelo explosionado del montaje para apriete.	30
Figura 3-1 - SANEI con multímetro empelando canales 2 y 3.	34
Figura 3-2 - Ratón empleado en la calibración.	34
Figura 3-3 - Montaje en la máquina MTS para calibración.	35
Figura 3-4 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN].	36
Figura 3-5 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el segundo casquillo.	38
Figura 3-6- Útiles en la carretilla antes de realizar el ensayo de apriete.	39
Figura 3-7 - Llave dinamométrica con vaso largo.	40
Figura 3-8 - Sistema en placa base antes de realizar el apriete con llave dinamométrica.	40
Figura 3-9 - Parámetro de resistencia a fatiga ‘f’ según la tensión de rotura.	41
Figura 3-10 - Esquema de pasos a seguir para determinar la fuerza máxima de la máquina.	42
Figura 3-11 - Esquema de rigideces del sistema.	49
Figura 3-12 - Esquema de secciones de influencia del sistema.	50
Figura 3-13 - Esquema de cotas de la geometría del sistema.	52
Figura 3-14 - Consola Instron.	54
Figura 3-15 - Paso 1 del montaje: Cilindro y pala sobre plato.	55
Figura 3-16 - Paso 2 del montaje: Ajuste del sistema intermedio.	55
Figura 3-17 - Paso 3 del montaje: Sistema montado con mordaza inferior abierta.	56
Figura 3-18 - Paso 4 del montaje: Cierre de la mordaza inferior.	56
Figura 4-1 - Esquema de la carga aplicada sobre el casquillo.	63
Figura 4-2 - Diámetro base del radio de acuerdo del tornillo.	69
Figura 4-3 - Diámetro de la zona de transición y apoyo del tornillo.	69
Figura 4-4 - Montaje con rediseño del casquillo.	70
Figura 4-5 - Montaje tras rediseño del casquillo y del acoplador roscado.	73
Figura 4-6 - Plano del casquillo rediseñado.	74
Figura 4-7 - Malla utilizada para comprobación a pandeo del casquillo con MEF.	75
Figura 4-8 - Condiciones de contorno del casquillo para MEF.	76
Figura 4-9 - Modo de pandeo y factor de pandeo según comprobación MEF para casquillo.	77
Figura 4-10 - Modo de pandeo y factor de pandeo según comprobación MEF para casquillo (planta).	77

Figura 4-11 – Curva de comportamiento de pandeo de una lámina cilíndrica.	79
Figura 4-12 - Apoyo cabeza tornillo sobre acoplador roscado tras rediseño.	80
Figura 4-13 - Ensamblaje real del acoplador roscado contornillo, vaso corto y tapahuellas.	81
Figura 4-14 - Plano del acoplador roscado rediseñado.	81
Figura 4-15 - Esquema de secciones de influencia del sistema tras el rediseño del mismo.	82
Figura 4-16 - Condiciones de contorno sobre el acoplador roscado.	84
Figura 4-17 - Malla utilizada para el acoplador roscado.	85
Figura 4-18 - Malla utilizada para el acoplador roscado.	85
Figura 4-19 – Comparación de espesores del casquillo antiguo (izq.) y el rediseñado(der.).	86
Figura 4-20 – Comparación de longitudes del casquillo antiguo (izq.) y el rediseñado (der.).	87
Figura 4-21 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo rediseñado.	87
Figura 4-22 – Adaptador para llave dinamométrica. Vista de la salida estrellada para M16.	89
Figura 4-23 – Adaptador para llave dinamométrica. Vista de la salida de cuadrado de 1”.	90
Figura 4-24 – Nueva llave dinamométrica utilizada.	90
Figura 4-25 – Montaje ensayo de apriete.	91
Figura 5-1 – Diseño del ciclo de carga de la máquina para ensayo 2 de curva SN.	101
Figura 5-2 – Registro de datos del ensayo. Preparación de la segunda parte del ensayo 2.	101
Figura 5-3 – Límites de seguridad en posición del programa Sax.	102
Figura 5-4 – Límites de seguridad en carga del programa Sax.	102
Figura 5-5 – Pantalla base del programa Sax tras diseño del ciclo de carga.	103
Figura 5-6 – Tarjeta de adquisición de datos.	103
Figura 5-7 – Ciclos de carga en el casquillo para ensayo 2.	104
Figura 5-8 – Montaje de ordenadores para ensayo de fatiga.	105
Figura 5-9 – Superficie de rotura tras el ensayo 1 para determinación de la curva SN.	106
Figura 5-10 – Superficie de rotura tras el ensayo 2 para determinación de la curva SN.	108

Figura 5-11 – Superficie de rotura tras el ensayo 3 para determinación de la curva SN.	110
Figura 5-12 – Superficie de rotura tras el ensayo 4 para determinación de la curva SN.	111
Figura 5-13 – Superficie de rotura tras el ensayo 5 para determinación de la curva SN.	112
Figura 5-14 – Curva SN de tornillos M16 en escala doblemente logarítmica.	114
Figura 5-15 – Nuevo Sanei a usar en los ensayos.	115
Figura 5-16 – Montaje de calibración en otro modelo de máquina MTS.	116
Figura 5-17 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo con el nuevo Sanei.	117
Figura 5-18 – Unión atornillada con arandela durante ensayo de apriete.	119
Figura 5-19 – Superficie de rotura tras el ensayo 7 para determinación de la carga de ensayo.	120
Figura 5-20 – Superficie de rotura tras el ensayo 8 para determinación de la carga de ensayo.	121
Figura 5-21 – Anverso y reverso de la arandela de 1 mm utilizada en este grupo de ensayos.	122
Figura 5-22 – Superficie de rotura tras el ensayo 9 para determinación de la carga de ensayo.	122
Figura 5-23 – Mella en el primer filete del casquillo roscado tras el ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.	123
Figura 5-24 – Superficie de rotura tras el ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.	124
Figura 5-25 – Curva SN de tornillos M16 en escala doblemente logarítmica con resultados de los dos primeros bloques.	124
Figura 5-26 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.	125
Figura 6-1 – Marcaje del tornillo y la tuerca antes de la realización del ensayo de apriete 2.	128
Figura 6-2 – Desmontaje del núcleo del sistema durante el primer ensayo del tercer bloque.	129
Figura 6-3 – Núcleo durante el montaje previo al primer ensayo de rotura del tercer bloque.	130
Figura 6-4 – Superficie de rotura tras el ensayo 11.	133
Figura 6-5 – Superficie de rotura tras el ensayo 12.	135

Figura 6-6 – Superficie de rotura tras el ensayo 13.	136
Figura 6-7 – Superficie de rotura tras el ensayo 14.	137
Figura 6-8 – Marcas a 90°.	139
Figura 6-9 – Superficie de rotura tras el ensayo 15.	140
Figura 6-10 – Superficie de rotura tras el ensayo 16.	141
Figura 6-11 – Superficie de rotura tras el ensayo 17.	143
Figura 6-12 – Superficie de rotura tras el ensayo 18.	144
Figura 6-13 – Superficie de rotura tras el ensayo 19.	146
Figura 6-14 – Superficie de rotura tras el ensayo 20.	147
Figura 6-15 – Superficie de rotura tras el ensayo 21.	148
Figura 6-16 – Superficie de rotura tras el ensayo 22.	149
Figura 6-17 – Superficie de rotura tras el ensayo 23.	151
Figura 6-18 – Superficie de rotura tras el ensayo 24.	152
Figura 6-19 – Superficie de rotura tras el ensayo 25.	153
Figura 6-20 – Superficie de rotura tras el ensayo 26.	154
Figura 6-21 – Microscopio utilizado.	156
Figura 6-22 – Arandelas utilizadas para cubrir 11,3 mm de longitud.	157
Figura 6-23 – Corte de la curva de fatiga experimental con la tensión alterna del tornillo con arandelas.	158
Figura 6-24 – Superficie de rotura tras el ensayo 27 (aleatorio).	159
Figura 7-1 – Tornillos rotos durante los ensayos.	162

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 - Propiedades del aceite MEROPA 320.	10
Tabla 3-1 - Datos medios por canal y en media.	36
Tabla 3-2 - Datos medios por canal y en media.	37
Tabla 3-3 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN].	37
Tabla 3-4 - Datos medios por canal y en media para el segundo casquillo.	38
Tabla 3-5 - Datos medios por canal y en media para el segundo casquillo	38
Tabla 3-6 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el 2º casquillo.	39
Tabla 3-7 - Tabla del ensayo rigidez	57
Tabla 4-1 - Requerimientos de resistencia del tornillo para rediseño.	61
Tabla 4-2 - Determinación del parámetro C_{xb} según las condiciones de contorno.	65
Tabla 4-3 - Posibles condiciones de contorno de láminas cilíndricas.	65
Tabla 4-4 - Valores del parámetro de calidad de fabricación Q.	66
Tabla 4-5 - Requerimientos de resistencia y rigidez del casquillo para rediseño.	66
Tabla 4-6 - Datos geométricos necesarios para el cálculo de la rigidez antes del rediseño [mm].	71
Tabla 4-7 - Rigideces de los elementos que forman el tornillo antes del rediseño [N/mm ²].	72
Tabla 4-8 - Rigideces de los adaptadores [N/mm ²] y dimensiones antes del rediseño [mm].	72
Tabla 4-9 - Rigideces de los acopladores roscados [N/mm ²] y dimensiones antes del rediseño [mm].	72
Tabla 4-10 - Rigideces de los sistemas [N/mm ²] y equivalentes.	72
Tabla 4-11 - Cálculos y comprobaciones tras rediseño del casquillo.	74
Tabla 4-12 - Esbelteces reducidas de pandeo por los tres métodos.	80
Tabla 4-13 - Datos geométricos necesarios para el cálculo de la rigidez sin adaptadores [mm].	82
Tabla 4-14 - Rigideces de los elementos que forman el tornillo tras el rediseño [N/mm ²].	83
Tabla 4-15 - Rigideces de los acopladores roscados [N/mm ²] y dimensiones tras del rediseño [mm].	83
Tabla 4-16 - Rigideces equivalentes de casquillo y tornillo [N/mm ²] y comprobación de rigidez.	83
Tabla 4-17 - Datos medios por canal y en media para el casquillo rediseñado.	88
Tabla 4-18 - Datos medios por canal y en media para el casquillo rediseñado.	88
Tabla 4-19 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo rediseñado.	88

Tabla 4-20 – Resultados del ensayo de rigidez tras rediseño.	91
Tabla 5-1 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 10^6 ciclos.	97
Tabla 5-2 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 1000 ciclos.	98
Tabla 5-3 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 10^6 ciclos sin tener en cuenta ' τ '.	99
Tabla 5-4 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 1000 ciclos sin tener en cuenta ' τ '.	99
Tabla 5-5 – Resumen de ensayo 1 para determinación de la curva SN.	105
Tabla 5-6 – Resumen de ensayo 2 para determinación de la curva SN.	108
Tabla 5-7 – Resumen de ensayo 3 para determinación de la curva SN.	109
Tabla 5-8 – Resumen de ensayo 4 para determinación de la curva SN.	110
Tabla 5-9 – Resumen de ensayo 5 para determinación de la curva SN.	112
Tabla 5-10 – Resumen de ensayo 6 para determinación de la curva SN.	113
Tabla 5-11 - Datos medios por canal y en media para el casquillo con el nuevo Sanei.	117
Tabla 5-12 - Datos medios por canal y en media para el casquillo el casquillo con el nuevo Sanei.	117
Tabla 5-13 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo con el nuevo Sanei.	118
Tabla 5-14 – Resumen de ensayo 7 para determinación de la carga de ensayo.	119
Tabla 5-15 – Resumen de ensayo 8 para determinación de la carga de ensayo.	120
Tabla 5-16 – Resumen de ensayo 9 para determinación de la carga de ensayo.	121
Tabla 5-17 – Resumen de ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.	123
Tabla 5-18 - Datos medios por canal y en media para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.	126
Tabla 5-19 - Datos medios por canal y en media para el casquillo el casquillo con nuevas galgas en canal 2.	126
Tabla 5-20 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.	126
Tabla 6-1 – Características del ensayo de desgaste 11.	131
Tabla 6-2 – Características del ensayo de rotura 11.	132
Tabla 6-3 – Características del ensayo de desgaste 12.	134
Tabla 6-4 – Características del ensayo de rotura 12.	134
Tabla 6-5 – Características del ensayo de desgaste 13.	135
Tabla 6-6 – Características del ensayo de rotura 13.	135
Tabla 6-7 – Características del ensayo de desgaste 14.	136
Tabla 6-8 – Características del ensayo de rotura 14.	137
Tabla 6-9 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 3.	138

Tabla 6-10 – Características del ensayo de desgaste 15.	139
Tabla 6-11 – Características del ensayo de rotura 15.	139
Tabla 6-12 – Características del ensayo de desgaste 16.	140
Tabla 6-13 – Características del ensayo de rotura 16.	141
Tabla 6-14 – Características del ensayo de desgaste 17.	142
Tabla 6-15 – Características del ensayo de rotura 17.	142
Tabla 6-16 – Características del ensayo de desgaste 18.	143
Tabla 6-17 – Características del ensayo de rotura 18.	143
Tabla 6-18 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 4.	144
Tabla 6-19 – Características del ensayo de desgaste 19.	145
Tabla 6-20 – Características del ensayo de rotura 19.	145
Tabla 6-21 – Características del ensayo de desgaste 20.	146
Tabla 6-22 – Características del ensayo de rotura 20.	146
Tabla 6-23 – Características del ensayo de desgaste 21.	147
Tabla 6-24 – Características del ensayo de rotura 21.	148
Tabla 6-25 – Características del ensayo de desgaste 22.	148
Tabla 6-26 – Características del ensayo de rotura 22.	149
Tabla 6-27 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 5.	149
Tabla 6-28 – Características del ensayo de desgaste 23.	150
Tabla 6-29 – Características del ensayo de rotura 23.	150
Tabla 6-30 – Características del ensayo de desgaste 24.	151
Tabla 6-31 – Características del ensayo de rotura 24.	151
Tabla 6-32 – Características del ensayo de desgaste 25.	152
Tabla 6-33 – Características del ensayo de rotura 25.	152
Tabla 6-34 – Características del ensayo de desgaste 26.	153
Tabla 6-35 – Características del ensayo de rotura 26.	153
Tabla 6-36 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 6.	154
Tabla 6-37 – Características del ensayo de desgaste 27.1 (aleatorio).	155
Tabla 6-38 – Rigidez estimada del sistema sin arandelas.	157
Tabla 6-39 – Rigidez estimada del sistema con arandelas.	157
Tabla 6-40 – Características del ensayo de rotura 27.2 (aleatorio).	159
Tabla 7-1 – Resumen resultados de los ensayos realizados.	161

Notación

M_T	Momento torsor de apriete
F_T	Fuerza axial de apriete
p	Paso de la rosca
μ	Coefficiente de rozamiento
d_2	Diámetro medio de la rosca del tornillo
d	Diámetro nominal del tornillo
D_{er}	Diámetro máximo de la superficie de rozamiento de la cabeza del tornillo
D_{ir}	Diámetro mínimo de la superficie de rozamiento de la cabeza del tornillo
A_S	Área de la sección resistente del tornillo
σ_Y	Límite elástico del material
π	Número pi
V	Voltaje
S_f	Límite a fatiga
f	Parámetro asociado a la resistencia del material
S_u	Tensión de rotura del material
$F^{máq}$	Fuerza ejercida por la máquina de ensayo
min	Subíndice que expresa “mínimo”.
máx	Subíndice que expresa “máximo”.
eq	Subíndice que expresa “equivalente”.
T_{abs}	Momento torsor de apriete transmitido absoluto.
F	Fuerza
T	Momento torsor
σ	Tensión normal
τ	Tensión tangencial
σ_a	Tensión alterna
σ_m	Tensión media
σ_{SN}	Tensión alterna equivalente para la curva SN
α	Ángulo de la hélice de la rosca
φ'	Ángulo de rozamiento de la rosca
β	Semiángulo de los filetes
arctg	Función arco tangente
P_c	Carga axial sobre el casquillo
P_T	Carga axial sobre el tornillo
Δl	Incremento de longitud
c	Subíndice que expresa “casquillo”
t	Subíndice que expresa “tornillo”
a	Subíndice que expresa "alterna"
m	Subíndice que expresa "media"
k	Rigidez del elemento
K	Coefficiente de rigidez

k^{eq}	Rigidez equivalente del sistema en serie
E	Módulo de Elasticidad
ν	Coefficiente de Poisson
L	Longitud del elemento
D_e	Diámetro externo
D_i	Diámetro interno
d_w	Diámetro exterior de la superficie de apoyo de la cabeza del tornillo
r	Radio medio de la lámina
t	Espesor de la lámina
χ_x	Factor de reducción de pandeo meridional
γ_{M1}	Coefficiente de minoración de resistencia
$\sigma_{x,Ed}$	Tensión meridional de diseño
$\sigma_{x,Rd}$	Resistencia a tensión meridional de cálculo
$\sigma_{x,R}$	Resistencia a tensión meridional sin minoración
$\sigma_{x,Rcr}$	Tensión crítica de pandeo meridional
λ_x	Esbeltez relativa al límite plástico
η	Exponente de interacción
λ_{0x}	Esbeltez relativa de apriete
λ_p	Esbeltez relativa a la lámina ante tensión meridional
C_x	Coefficiente para determinación de la tensión crítica de pandeo
C_{xb}	Parámetro asociado a las condiciones de contorno
ω	Parámetro de longitud de la lámina
Q	Parámetro de la calidad de la fabricación
σ_{cr}	Tensión crítica de pandeo
Z	Factor de forma
P_{cr}	Carga distribuida crítica de pandeo

1 INTRODUCCIÓN

Nunca ha habido una mayor fuente de honores terrenales o distinción mayor que la conexión con los avances de la ciencia.

- Isaac Newton -

Uno de los puntos de vista desde los que se puede definir la Ingeniería es que permite aplicar conocimientos de todas las ramas de la ciencia para hacer del mundo un lugar mejor. A veces, la relación entre la obra de ingeniería y la mejora sobre mundo no es fácilmente identificable. Por un lado, el diseño y ejecución de un dispositivo electrónico de uso común como un dispositivo móvil, es una mejora del estilo de vida del ser humano clara. Por otro lado, el estudio sobre el rodamiento perfecto para un vehículo de competición tiene una relación menos evidente. Sin embargo, tras todo diseño, cálculo o ejecución ingenieril, han de estar siempre el ser humano y su entorno.

Hoy en día, uno de los principales campos de estudio y mejora continua es el de las energías renovables. El calentamiento global y los duros pronósticos sobre el futuro del planeta hacen que este campo sea totalmente indispensable.

Gracias a los adelantos tecnológicos conseguidos, los proyectos de ingeniería son enormes y requieren de multitud de estudios previos. Un claro ejemplo de ello es la evolución que han tenido las estructuras de aerogeneradores. Hoy en día se lucha ya por llegar a construir palas de aerogeneradores de 100 metros de longitud para plantas eólicas ‘offshore’, en los océanos.



Figura 1-1 - Aerogenerador ‘offshore’ en Gran Canaria, España.

Fuente: <https://www.xataka.com/energia/primer-aerogenerador-marino-espana-se-llama-elisa-usa-tecnologia-pionera-mundo>

Para llegar a ejecutar una obra tan inmensa es necesario que se coordinen muchos equipos de trabajo y se realicen muchos estudios, con distintas técnicas y a distintas escalas.

En el presente documento se desarrollará un estudio experimental a escala sobre la vida a fatiga de uniones atornilladas de aerogeneradores.

La razón de este estudio es que, tras una vida de 10 a 15 años, los tornillos de un campo de aerogeneradores comenzaron a fallar. Dichos tornillos habían sido fabricados en la misma fecha aproximadamente y su diseño fue para vida infinita. Es obvio que la vida infinita no existe, pero tradicionalmente se denomina vida infinita a aquellas que superan el millón de ciclos.

1.1. Introducción a la fatiga

La caída de los tornillos de unión de las palas del aerogenerador puede suponer accidentes catastróficos tanto sobre el entorno como sobre los trabajadores de la planta. Para evitar estos supuestos es preciso realizar un seguimiento y mantenimiento de los tornillos. La razón de la caída de los tornillos es la fatiga que sufren durante su vida. La fatiga es un fenómeno que en metales cobra una importancia vital, más aún cuando durante su vida estará sometido a cargas cíclicas, como es el caso de las uniones atornilladas de aerogeneradores. El 75 % de los fallos mecánicos producidos en máquinas son debidos a fatiga.

El peligro fundamental de la fatiga es que puede provocar el fallo a niveles de carga considerablemente menores que la carga de rotura si fuera constante. Además, es difícil predecir el fallo, ya que se da de manera repentina, pudiendo provocar por ello situaciones catastróficas. Sin embargo, sí existe cierta evolución hacia el fallo. Dicha evolución se hace visible a modo de grietas, las cuales suelen tener origen en concentradores de tensión como entallas, agujeros, roscas... Las grietas pueden ser internas o externas. En caso de ser internas, la detección de estas es compleja; normalmente se utilizan equipos de ultrasonidos. Las fases de la evolución de una grieta son: Daño microestructural, iniciación de una microgrieta y crecimiento de esta hasta la fractura.

Una vez se produce la rotura, es fácil observar el camino que siguieron las grietas y con ello identificar el tipo de carga que sufrió y la razón más probable del fallo, además de los agentes externos que pudieron impulsar hacia el fallo también. Las marcas dejadas por la grieta en el material durante su propagación se denominan marcas de playa. Dichas marcas son líneas casi concéntricas cuyo radio va incrementándose. Llega cierto punto en el que la superficie cambia totalmente; se pasa de tener superficies lisas delimitadas a tener una superficie desordenada. Esa frontera es la que delimita la zona de fractura de la zona de evolución de la grieta.

En la figura 1-2 se pueden observar dichas superficies.

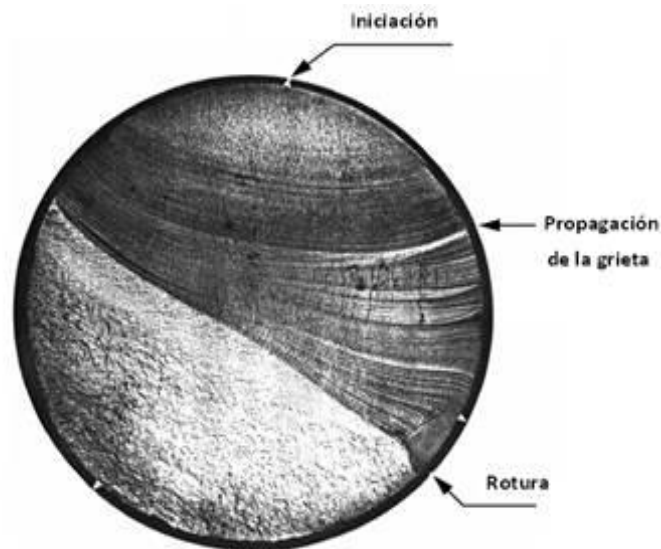


Figura 1-2 – Marcas de playa y superficie de rotura de un eje a fatiga.

Fuente: <https://es.slideshare.net/rodrikobale/fatiga-delosmateriales>

Además de la carga y el número de ciclos, existen multitud de agentes externos que puede favorecer la aparición del fallo por fatiga. Normalmente, dichos agentes externos actúan sobre la grieta, facilitándole la iniciación o la propagación, según el caso. La calidad del material, el tamaño del elemento, su acabado superficial, su geometría (presencia de concentradores de tensión), la temperatura del entorno, la fricción con otros elementos y la naturaleza de los agentes corrosivos que pueda haber en el ambiente son algunos ejemplos.

Gracias a los avances en investigación del fenómeno de fatiga se ha conseguido realizar el seguimiento del crecimiento de las grietas. Los modelos que trabajan con esta idea se denominan modelos de tolerancia al daño y suelen emplearse en el sector aeronáutico. Básicamente estos modelos se basan en detectar microgrietas de tamaños muy pequeños, analizar la velocidad de crecimiento de estas ante las cargas de funcionamiento y realizar una planificación de revisiones y mantenimiento exigente. Gracias a ello, por ejemplo, es posible que un avión vueló aun teniendo grietas, ya que están totalmente controladas.

Para el análisis de la vida a fatiga se puede trabajar con diversos métodos. Dos de los más usuales son el método de la curva SN y el método de las deformaciones locales. El primero de ellos suele utilizarse para vidas a fatiga largas, de gran número de ciclos; mientras que el segundo suele usarse para bajo número de ciclos.

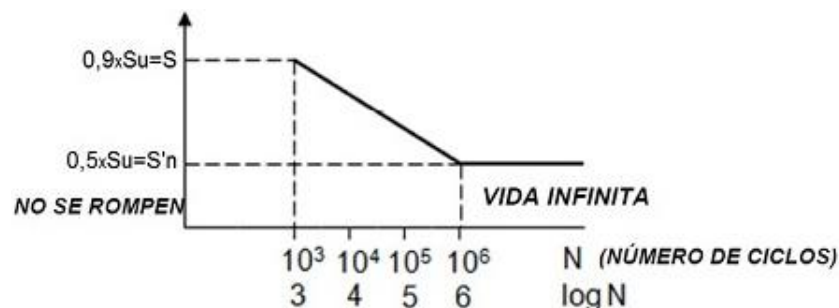


Figura 1-3 – Curva SN simplificada para aceros.

Fuente: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>

La curva SN suele determinarse mediante aproximaciones que funcionan aceptablemente sobre metales como el acero. En este método cobra vital importancia la propiedad denominada límite de fatiga. El límite de fatiga es el nivel de carga a partir del cual se supone vida infinita para el elemento. El límite de fatiga en la curva SN suele delimitarse como el valor de carga para el que se obtiene una vida de un millón de ciclos. En el caso de los aceros, el límite de fatiga suele aproximarse como el 50 % de la tensión de rotura del propio acero.

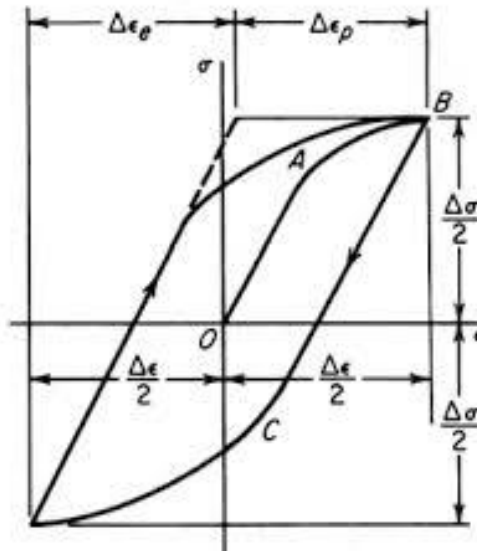


Figura 1-4 – Diagrama de tensión deformación para deformaciones locales.

Fuente: <http://materias.fi.uba.ar/6716/Fatiga.pdf>

El método de las deformaciones locales utiliza las ecuaciones de Ramberg Osgood y las ecuaciones de lazo de histéresis para construir la evolución de tensión frente a deformación del elemento. Dichas curvas se intersecan con la hipérbola de Neuber para hallar el punto de retorno de donde parte el nuevo lazo de histéresis. Mediante un procedimiento iterativo se van creando ciclos de carga, cada uno con su tensión media y alterna, que posteriormente se analizan para obtener la vida a fatiga del elemento. Dentro de las ecuaciones comentadas se tienen en cuenta multitud de factores como los concentradores de tensión, el acabado superficial del elemento etc...

La estimación de la vida a fatiga suele ser muy poco precisa. Existen multitud de criterios distintos dados por diversos científicos e ingenieros a lo largo de la historia; algunos están más del lado de la seguridad, otros solo dan buenos resultados para aplicaciones concretas... Debido a la dispersión característica de los resultados de vida a fatiga, es usual utilizar coeficientes de seguridad amplios. Todo coeficiente de seguridad conlleva un sobrecosto en la fabricación, por lo que es un campo de estudio importante tratar de disminuir dicha dispersión de resultados a la hora de obtener la vida a fatiga de un elemento ante una carga concreta.

1.2. Objetivo del trabajo

El presente trabajo forma parte de un grupo de tareas de investigación a realizar para el departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería. El origen de la investigación surge cuando se produce la caída de una pala de un aerogenerador en Francia. Una vez producido el fallo, la empresa temió por la seguridad del resto de aerogeneradores. Sin embargo, es caro renovar todas las uniones atornilladas, no solo por el precio de los propios elementos de la unión, sino por tener que parar la producción de energía eléctrica durante tantos días. Por lo tanto, se decidió realizar ensayos de fatiga para averiguar la vida residual existente en los tornillos que estaban montados. Para ello, se tomarían algunos de estos tornillos y se ensayarían hasta la rotura. Luego, se ensayarían tornillos del mismo tipo, pero nuevos, también hasta la rotura. Una vez rotos, se compararía la vida obtenida entre los tornillos nuevos y los usados, obteniendo así la vida residual de los tornillos usados como un tanto por ciento de la vida de los tornillos nuevos.

Para que estos ensayos puedan realizarse, es preciso realizar el apriete de los tornillos antes. Cuando los tornillos usados se aprieten de nuevo, la posición de la más que probable grieta existente, podrá cambiar de posición respecto a tuerca, ya que no siempre se podrá tener control sobre la posición exacta a la que estaban montados.

En este documento, se pretende observar a partir de ensayos experimentales cómo influye sobre la resistencia a fatiga el punto de contacto crítico entre filetes del tornillo y de la tuerca. Dicho punto de contacto crítico es aquel por el que se producirá la rotura y suele estar situado entre los primeros tres filetes de la unión roscada.

Con estos ensayos entonces, lo que se pretende es averiguar hasta qué punto afecta el hecho de errar en la colocación de la grieta del tornillo durante la fase de apriete previa al ensayo de fatiga.

Para acometer esta tarea se realizan diversos ensayos. A continuación, se exponen la lista ordenada de ensayos a realizar y su justificación. Todos los experimentos se realizan en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (L6).

- Bloque de ensayos 1: Determinación de la curva SN para el tornillo.

Los tornillos serán de métrica M16 según la norma DIN 931 [2] y de calidad 10.9. La curva SN puede estimarse analíticamente. Sin embargo, existen ciertos grados de aproximación, pudiendo ser esta más o menos exacta. Para hallar una aproximación analítica exacta sería necesario realizar mediciones concretas de rugosidad superficial, geometría de la rosca... Por lo que es mejor obtener la curva SN de forma experimental. Para ello se realizarán seis ensayos variando la tensión sufrida por el tornillo entre 500 MPa y 800 MPa aproximadamente. Se sabe que esos valores implicarán una rotura a fatiga significativa porque el límite de fatiga suele estar situado alrededor del 50% de la tensión de rotura. Al ser el tornillo de calidad 10.9 la tensión de rotura es 1000 MPa y el límite elástico un 90% de ésta, es decir, 900 MPa.

- Bloque de ensayos 2: Determinación de la carga para una vida determinada, aproximadamente de 500 000 ciclos.

A partir de la curva SN calculada experimentalmente podrá obtenerse aproximadamente la carga para la que el tornillo resiste 500 000 ciclos aproximadamente. Sin embargo, serán necesarios cuatro ensayos para ajustar dicho valor de carga.

- Preparación de tornillos para la mitad de la vida. Ensayos de desgaste.

Tras este paso se preparan 24 tornillos con la tensión para vida de 500 000 parando el ensayo cuando lleve 250000 ciclos. Esto quiere decir que se dejan dichos tornillos aproximadamente a mitad de vida.

- Rotura de tornillos variando el punto de contacto crítico. Ensayos de rotura.

Finalmente, se entra en la casuística del punto de contacto. Para ello se harán 6 grupos de 4 tornillos cada uno. Se pretende romper todos los tornillos de cada grupo. La rotura deberá producirse cerca de los 500 000 ciclos. La desviación que exista respecto a esos 500 000 ciclos será la protagonista del estudio posterior ya que marcará el efecto que tiene la modificación del punto crítico una vez el tornillo a alcanzado la mitad de la vida para la que ha sido diseñada.

- Bloque de ensayos 3: Hasta rotura en posición p_1 igual a la posición en la que estuvieron durante el ensayo de 250 000 ciclos (mitad de vida).
- Bloque de ensayos 4: Hasta rotura en $p_2 = p_1 + \frac{1}{4}$ de vuelta.
- Bloque de ensayos 5: Hasta rotura en $p_3 = p_1 + \frac{1}{2}$ de vuelta.
- Bloque de ensayos 6: Hasta rotura en $p_4 = p_1 - \frac{1}{2}$ de vuelta.
- Bloque de ensayos 7: Hasta rotura en $p_5 = p_1 - \frac{1}{4}$ de vuelta.
- Bloque de ensayos 8: Hasta rotura sin controlar la longitud de vuelta.

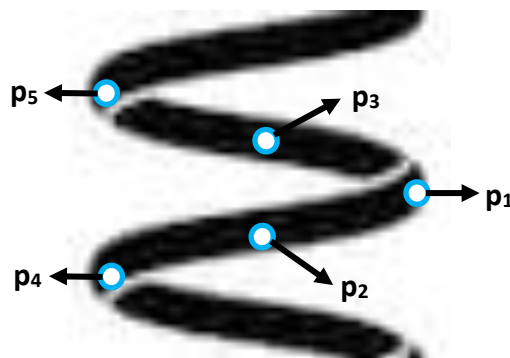


Figura 1-5 – Esquema de los puntos críticos de cada grupo.

Para mayor facilidad, se harán los dos pasos (preparación y rotura) de forma consecutiva para cada tornillo. Además, así se podrán obtener resultados cada dos ensayos y no habrá que esperar a realizar la preparación de todos los tornillos.

Es conveniente comentar con más detalle el octavo bloque, ya que es ligeramente distinto a los demás. En este bloque se intenta representar el ensayo real que la empresa pretende que se

realice. Se toma un tornillo usado y se desmonta sin conocer la posición a la que la tuerca se roscó. Luego, se observa con microscopio la superficie de la rosca para tratar de averiguar dónde se iniciaba el contacto entre el tornillo y la tuerca. Finalmente, se deciden las arandelas a añadir para colocar la tuerca en dicha posición y se ensaya hasta la rotura. El procedimiento se comentará con más detalle en el apartado correspondiente.

Es importante destacar que este es tan solo el planteamiento inicial de los ensayos. Conviene adelantar que no se han podido realizar todos los ensayos programados debido a los imprevistos propios de una experimentación. Los ensayos que se han podido completar son los asociados a los bloques desde el 1 hasta el 6 inclusive. También se ha realizado un ensayo del octavo bloque, ya que es el que refleja la realidad del proyecto y era conveniente realizar al menos uno.

2 PLAN DE ACCIÓN

Al igual que el hierro se oxida por falta de uso y el agua estancada se vuelve putrefacta, también la inactividad destruye el intelecto.

- Leonardo da Vinci -

Tras el planteamiento del problema, fue preciso realizar una planificación de los primeros pasos a seguir hasta poder realizar los ensayos.

Ver disponibilidad de lo útiles y elegir la máquina de ensayo. En busca de la optimización del coste fue preciso estudiar qué útiles podían ser reutilizados para los ensayos. Anteriormente se habían realizado ensayos similares para tornillos de métrica M20 y calidad 8.9 en la máquina Instron, por lo que se disponía de útiles para el ensayo. Sin embargo, los tornillos de métrica M16 son más pequeños y menos resistentes por lo que se tuvo que diseñar un útil para adaptarlo al utillaje de métrica M20 y se tuvieron que comprar tornillos M16 DIN931 de calidad 10.9, más resistentes que los de calidad 8.9. El hecho de que sigan la norma DIN 931 los hace aún más resistentes ya que tienen parte del cuerpo sin roscar (caña) por lo que tienen mayor sección efectiva y menos zonas de concentración de tensiones.

Por todo ello, se decidió usar la máquina Instron para los ensayos reutilizando así el utillaje de repuesto con el que contaban los ensayos anteriores de métrica M20. Sin embargo, era preciso diseñar y fabricar los adaptadores que ajustaran el diámetro interno de los casquillos roscados de modo que fuera igual al diámetro nominal del tornillo M16. También fue necesario fabricar dos acopladores roscados ya que los de ensayos anterior presentaban grietas bastante avanzadas. El resto de los elementos (cilindros, palas, y casquillo) sí podían reutilizarse, lo cual fue positivo para el coste del ensayo. Por último, se necesitaba un vaso largo de llave dinamométrica de 24 mm para poder realizar el apriete. Los 24 mm hacen referencia a la distancia entre lados de la cabeza del tornillo. Para un tornillo métrica M16 dicha distancia son 24 mm.

Realizar mediciones de los útiles en el laboratorio y obtener un esquema de los montajes en el programa comercial *Solidworks*. Como los tornillos siguen la norma DIN 931 era preciso conocer la longitud requerida del cuerpo de los tornillos porque la rosca iba a estar solo en un tramo concreto del cuerpo. Además, los tornillos no podían superar los 142,5 mm de longitud incluyendo cuerpo y espesor de cabeza ya que no cabrían en el cilindro del útil de apriete.

Hacer el pedido de los tornillos, los útiles a fabricar y el aceite lubricante. Por un lado, para la compra de tornillos, tuercas y vasos de llave dinamométrica se contactó con la empresa TORSESA. Por otro lado, la fabricación de los adaptadores, los acopladores roscados, el tornillo de transición M20 y las arandelas se encargó a la empresa de mecanizado Cortés Vasallo. Finalmente, el aceite lubricante MEROPA 320 se pidió a la empresa Cepsa.

Determinar el apriete necesario para los tornillos M16 de calidad 10.9. Fue necesario realizar un cálculo aproximado para poder seleccionar la llave dinamométrica a utilizar en el ensayo de apriete.

2.1. Aceite de lubricación

La lubricación es esencial en los ensayos de tornillos ya que existe mucha fricción entre los componentes del montaje. En el laboratorio de ingeniería mecánica se han realizado otros ensayos de tornillos relacionados con el que se está exponiendo en este trabajo. Es por dicha razón que se ha optado por tomar el mismo aceite que se ha utilizado en ensayos anteriores. Dicho aceite de lubricación es el aceite MEROPA 320, patente de la empresa TEXACO. Sus características se exponen en la tabla 2-1.

Características Típicas		
Test	Método	Resultado
Grado SAE		320
Viscosidad Cinemática a 40°C, mm ² /s	ISO 3104	320
Viscosidad Cinemática a 100°C, mm ² /s	ISO 3104	24.4
Índice de viscosidad	ISO 2909	97
Punto de Inflamación, °C	ISO 2592	250
Punto de congelación, °C	ISO 3016	-18
Densidad a 15 °C, Kg/l	ASTM D1298	0.895
Corrosión de Cobre 3 hrs a 100°C	ASTM D0130	1A
Ensayo FZG, A/16.6/90	DIN 51354	>12
Carga Timken, lbs	ASTM D2782	80

Tabla 2-1 - Propiedades del aceite MEROPA 320.

Fuente: <https://www.cepsa.es/stfls/comercial/FICHEROS/Productos/Meropa%20WM%20320%20V-4%20ES%20250210.pdf> [5].

Antes de aplicar el aceite lubricante hay que asegurarse de que las piezas estén libres de impurezas. Luego se realiza la aplicación del aceite lubricante de la forma más uniforme posible sobre las roscas del tornillo y de la tuerca.



Figura 2-1 - Aceite MEROPA 320.

Fuente: Elaboración propia.

Tal y como se ha comentado, el pedido se realizó a la empresa Cepsa, la cual tiene un concilio con TEXACO y con la Universidad de Sevilla.

2.2. Cálculo aproximado del par de apriete

Para el cálculo aproximado del par de apriete se ha empleado una fórmula experimental que, dados ciertos valores característicos del tornillo, calcula dicho par de apriete. Dicho cálculo lo realiza de manera automática el software de la página web expuesta en la referencia [9] de la bibliografía.

La fórmula es la siguiente.

$$M_T = \frac{F_T}{1000} \cdot [(0,161 \cdot p) + (0,583 \cdot \mu \cdot d_2) + [0,25 \cdot \mu \cdot (D_e + D_i)]]$$

Donde:

La variable 'p' representa el paso de la rosca del tornillo en milímetros. El paso del tornillo que se ensaya en este trabajo es 2 mm.

La variable 'μ' es el coeficiente de rozamiento entre la cabeza del tornillo y el apoyo. Se considera similar al de la rosca de este. En el caso de los ensayos expuestos en este documento se empleará aceite para la lubricación y se estima que el coeficiente de rozamiento será de 0,1.

La variable geométrica 'd₂' es el diámetro medio de la rosca del tornillo expresado en milímetros. Según la norma DIN 13, dicho diámetro para el tornillo de métrica M16 el diámetro medio o de paso mide 14,701 mm.

La variable geométrica 'D_{er}' representa el diámetro máximo de la superficie de rozamiento de la cabeza del tornillo. 'D_{ir}' representa análogamente el mínimo.

El tornillo ensayado sigue la norma DIN 13 y es de métrica M16, por lo que sus diámetros quedan definidos.

La variable ' F_T ' es la carga de tracción que sufre el tornillo debido al par de apriete. Dicha fuerza se obtiene de la siguiente ecuación:

$$F_T = \frac{0,8 \cdot \sigma_Y \cdot A_S}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{4}{1 + (d_3/d_2)} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu \right) \right]^2}}$$

Donde:

La variable geométrica ' d_3 ' es el diámetro del núcleo de la rosca del tornillo expresado en milímetros. Al igual que los diámetros anteriores, queda definido por la norma DIN 13 y vale 13,546 mm para el tornillo M16.

La variable ' A_S ' es la sección resistente del tornillo expresada en mm². Para un M16 de calidad 10.9 según la norma DIN 931 es de 157 mm².

La variable ' σ_Y ' es el límite elástico de material expresado en N/mm². Los tornillos son de 10.9 por lo que su límite elástico es 900 MPa, es decir, 900 N/mm². La resistencia a la rotura es de 1000 MPa.

Tras introducir los datos en el software de cálculo se obtiene que el par de apriete aproximado para los tornillos a ensayar es de **T = 232,81 Nm**. La fuerza de apriete resultante en el tornillo es **F_T = 98,096 kN**.

Este dato aproximado era necesario para saber qué llave dinamométrica utilizar para el apriete y, por tanto, qué vaso utilizar.

2.3. Diseño del adaptador de tornillo

La función principal de esta pieza es, como se ha comentado anteriormente, adaptar el agujero del acoplador roscado al cuerpo del tornillo de métrica M16 de modo que el tornillo quede concéntrico al resto de elementos del montaje. Por lo tanto, las dimensiones del cuerpo del adaptador están restringidas.

2.3.1 Geometría

Para el cuerpo del adaptador el diámetro interior ha de ser de 16,1 mm. El diámetro externo ha de ser 19,9 mm.

La cabeza del adaptador se ha diseñado para que cubra por completo la huella del acoplador roscado. Dicha huella tiene un diámetro de 50 mm y un espesor de 10 mm. Por lo tanto, las dimensiones de la cabeza del adaptador serán 49,9 mm de diámetro y 10 mm de espesor.

La longitud del cuerpo del adaptador se ha diseñado del mismo tamaño que el espesor de la cabeza de modo que la estructura sea regular. Es importante destacar que esta longitud no es crítica para el funcionamiento y resistencia de la pieza.

Para realizar el croquis expuesto en la figura 2-2 se ha empleado el módulo del programa comercial *ANSYS Workbench* para geometría, llamado *DesignModeler*.

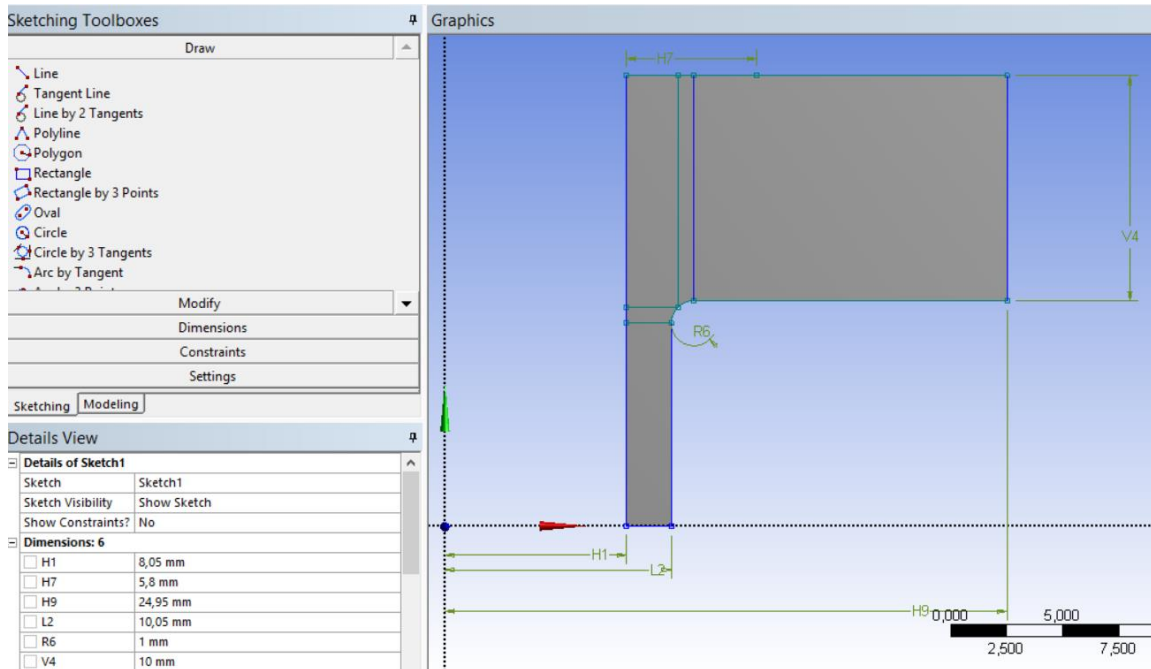


Figura 2-2 - Croquis adaptador axisimétrico.

Fuente: Elaboración propia.

2.3.2 Cálculo del adaptador de tornillo

El material del que se fabricará el adaptador es acero F-127. Este acero es austenítico de media aleación. Lleva tratamientos térmicos de recocido y bonificado, con lo que se consigue buena resistencia y tenacidad. Los metales de aleación principales son en Níquel, Cromo y Molibdeno. Tiene buen comportamiento a fatiga y a grandes y diversos esfuerzos por lo que se utiliza en cigüeñales, ejes, bielas... [8].

Las propiedades mecánicas concretas de este acero se pidieron al fabricante y se recibió un documento donde aparecían los resultados de diversos ensayos y los datos de composición química del acero según la norma EN 10083-3:2008.

Uno de los ensayos era el ensayo de tracción, de donde se podía obtener el valor experimental de resistencia a la rotura a tracción y la tensión de fluencia. El extracto del documento en el que aparecen los resultados del ensayo de tracción se expone en la figura 2-3 a continuación.

DESCRIPCION DEL MATERIAL		Documento	
34CRNIMO6 +QT (F127) LAM RE 100 5200 MM - 0 + 300 MM		AV/38522	
Nº Certificado	Numero de Lote	Colada	
464.798	15/40330.100	15/40330	
NORMA	ESTADO SUMINISTRO	ACABADO	
EN 10083-3:2008	BONIFICADO +QT	LAMINADO ENDEREZADO	

COMPOSICION QUIMICA														
Med/Size	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Al	V	Cu	Sn	Nb	Ti
Min.	0.3		0.5			1.3	1.3	0.15						
Max.	0.38	0.4	0.8	0.035	0.035	1.7	1.7	0.3						
Val.	0.31	0.23	0.73	0.023	0.013	1.5	1.47	0.21	0.024	0.006	0.9	0.012	0.003	0.011

ENSAYO DE TRACCION S/EN 1002-1:2001 EN PROBETA BONIFICADO +QT					
	R	Rp 0.2	A%	Z/C	HB
Med/Size	N/MM2	N/MM2	%	%	HB
Min.	1000	800	11	50	
Max.	1200				
Val.	1109	945	19.7	61.4	323

Figura 2-3 - Extracto del certificado del material F-127

Fuente: Certificado dado por la empresa de mecanizado Cortés Vasallo.

Se puede observar que la resistencia a tracción experimental obtenida es de 1109 MPa y la tensión de fluencia 945 MPa. Estos datos son necesarios para realizar el análisis numérico con elementos finitos que se explica a continuación.

Para comprobar el diseño del adaptador de tornillo se realizan pruebas en ANSYS Workbench. La calidad del tornillo es 10.9 por lo que la resistencia a rotura será de 1000 MPa. La sección resistente de un tornillo de métrica M16 es 157 mm² por lo que la fuerza a aplicar para la rotura es:

$$(1000 \cdot 10^6) \cdot (157 \cdot 10^{-6}) = 157 \cdot 10^3 \text{ N} = 157 \text{ kN}$$

Al tratarse de un ensayo de fatiga, la carga a la que se someterá el tornillo será considerablemente menor.

El ensayo, como se ha comentado, consiste en tirar axialmente del sistema, el cual está sometido previamente a un apriete inicial. Como se ha calculado en el apartado correspondiente antes, dicho apriete será de aproximadamente 100 kN.

La carga aplicada por la máquina se repartirá por los elementos del sistema según un complejo sistema de rigideces. Para realizar una estimación de rigideces según la norma VDI es preciso contar con las dimensiones de todos los elementos del sistema por lo que el problema debería ser iterativo. Sin embargo, gracias a la experiencia de otros ensayos, se puede determinar de manera aproximada que el tornillo y los elementos en serie con el mismo (adaptadores, tuerca y parte de los acopladores roscados) se llevarán un 10 % de la carga y el casquillo y los elementos en serie con el mismo se llevarán un 90 % de la carga. Para comprender la disposición en serie y paralelo de los elementos puede resultar de interés acudir al apartado “Determinación de la rigidez del sistema”, presentado más adelante.

El reparto de carga debido a la rigidez implica que la máxima compresión que sufrirá el adaptador será de 10 kN. Es posible que el apriete sea superior y que el reparto de cargas por rigidez sea distinto, por lo que, por estar del lado de la seguridad, se aplicará una carga de 20 kN.

La aplicación de la carga se da en la huella que deja la cabeza del tornillo sobre la arandela del adaptador. La condición de contorno en desplazamiento principal es que no existe desplazamiento vertical en la base de la cabeza del adaptador. Esto debido a su posición relativa al resto de elementos. Además, para satisfacer las condiciones de fijación que requiere ANSYS, se restringen los otros dos desplazamientos en un punto de la periferia de la base del adaptador.

El modelo utilizado es axisimétrico para reducir el coste computacional del cálculo. En las figuras siguientes se muestran la malla del modelo y las condiciones de contorno.

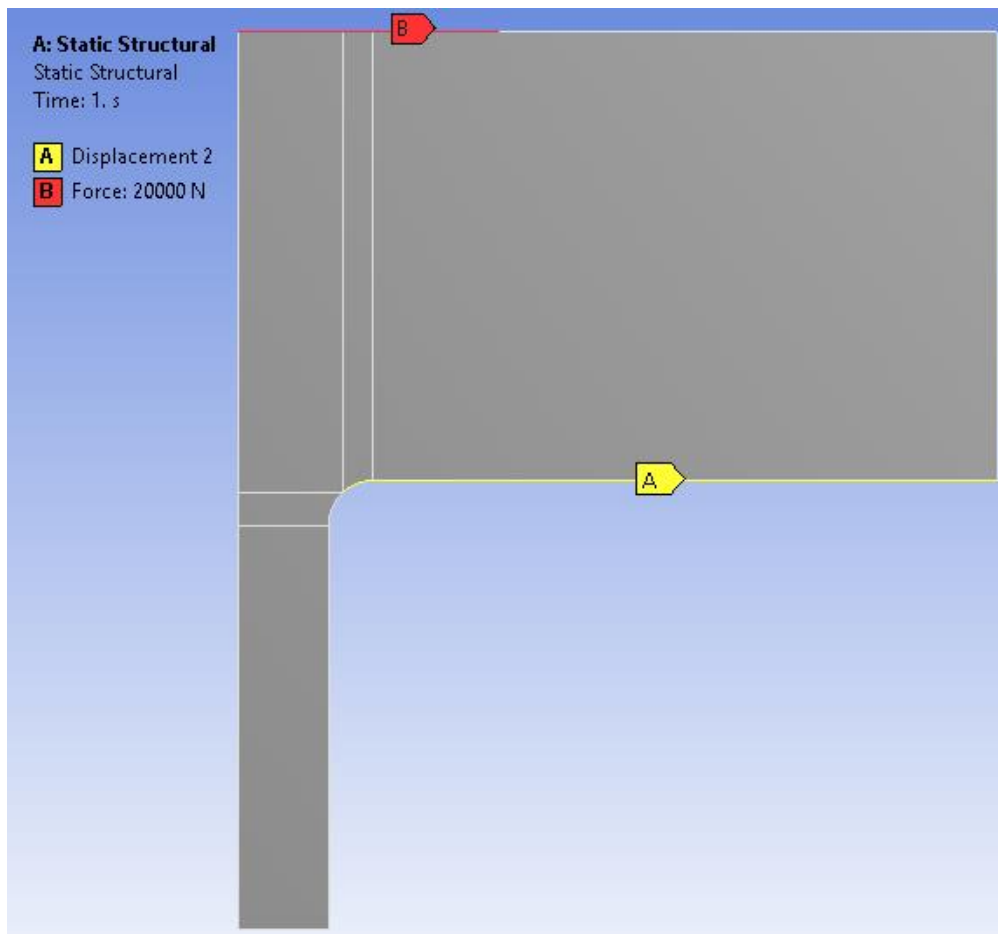


Figura 2-4 - Condiciones de contorno. Fuerza aplicada (rojo) y desplazamiento fijo (amarillo).

Fuente: Elaboración propia.

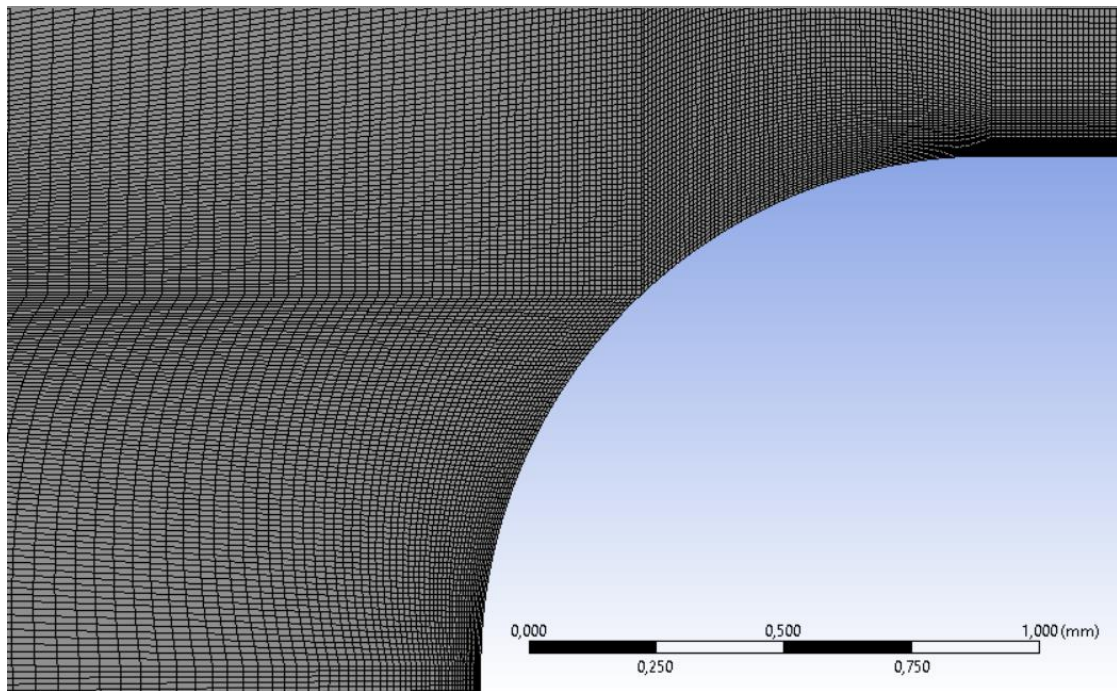


Figura 2-5 - Malla utilizada.

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la figura 2-5, la malla es muy fina. Esto es posible gracias a la utilización del modelo axisimétrico. Gracias a ello se pueden obtener resultados fiables en la zona más crítica de la pieza, el radio de acuerdo.

Los resultados obtenidos para la compresión de 20 kN se muestran a continuación:

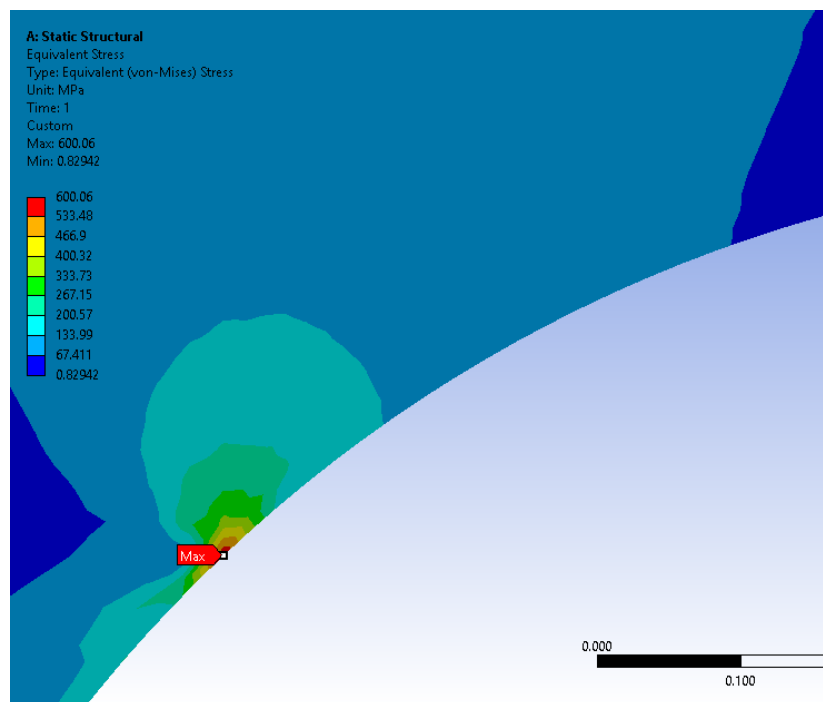


Figura 2-6 - Tensión equivalente de Von Mises [MPa] para compresión $F = 20$ kN.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse como las tensiones en la zona crítica es de 600 MPa aproximadamente, por lo que no se producirán tensiones que conlleven la plastificación del material. Además, existe margen para el posible error cometido en la aproximación de la carga o del reparto de rigideces.

Los desplazamientos obtenidos son del orden de micrómetro, por lo que no habrá problema en el ajuste de la pieza con el resto de los elementos para posteriores ensayos.

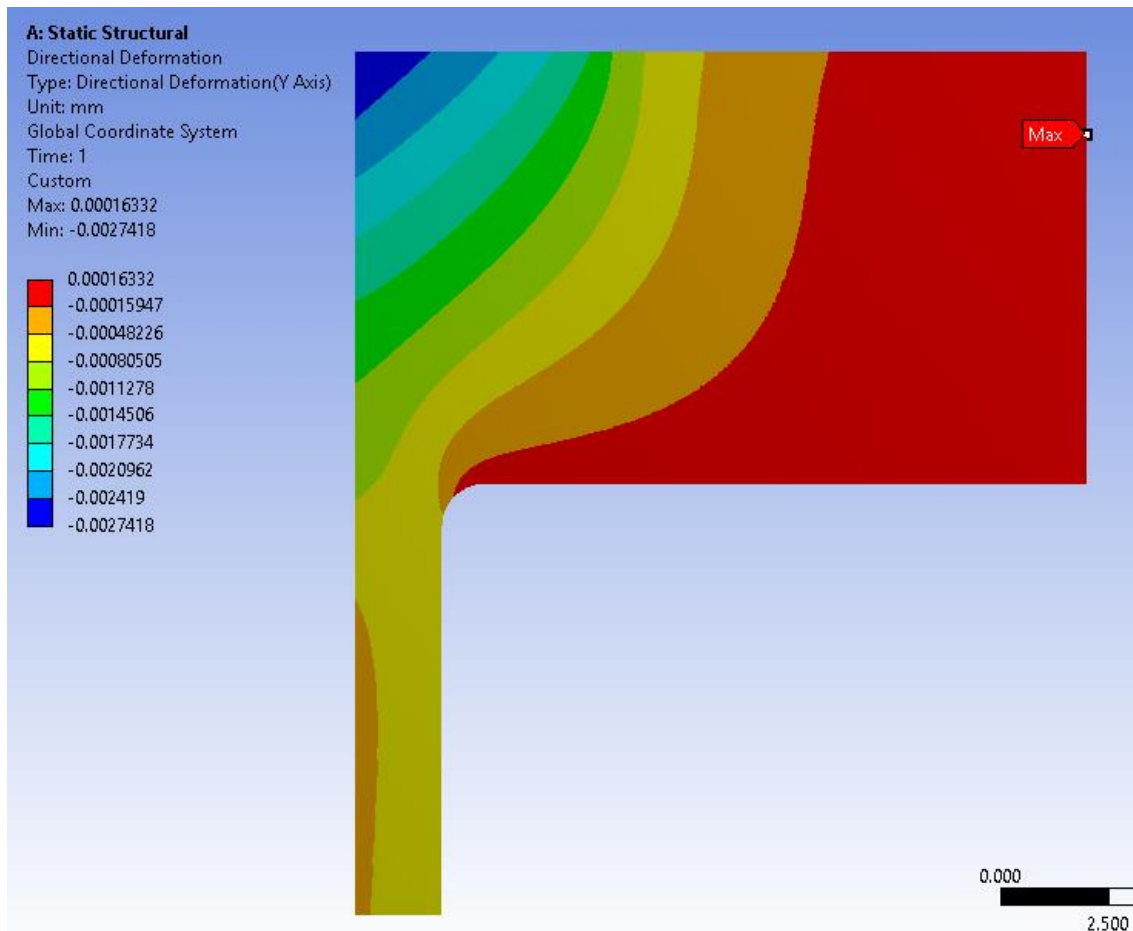


Figura 2-7 - Desplazamiento vertical [mm] para compresión $F = 20$ kN.

Fuente: Elaboración propia.

La carga más crítica es la que se ha utilizado para el análisis correspondiente al apriete de la pieza. Esto es debido a que, al cargar posteriormente el sistema a tracción, los adaptadores se descomprimirán, pero nunca llegando a estar sometidos a tracción. Por todo ello, con estas comprobaciones se concluyó que las dimensiones eran correctas y se pudieron mandar a fabricar los adaptadores a la empresa Cortés Vasallo, finalizando así una de las tareas del plan de acción inicial.

2.4. Utilaje de ensayo

Otra de las tareas del plan de acción inicial era realizar un modelo en Solidworks de los montajes para tomar medidas y poder realizar el pedido de los tornillos. Antes es preciso describir la geometría y la función de todos los útiles de ensayo necesarios por separado.

2.4.1 Pala

La pala sirve para poder sujetar el sistema con la máquina de ensayo y así poder transmitir la carga. Va roscada al cilindro mediante rosca M56. La pala tiene rosca externa.



Figura 2-8 - Pala empleada en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

2.4.2 Cilindro

El cilindro se utiliza como transición para pasar de una sujeción axial a una sujeción circunferencial. Cuenta con dos roscas internas, una M56 en un extremo para la pala y otra M72 para el acoplador roscado en el otro extremo.



Figura 2-9 - Cilindro roscado a la pala empleado en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

2.4.3 Acoplador roscado

El acoplador roscado sirve albergará en su interior el adaptador del tornillo. Va roscado al cilindro mediante rosca M72. La rosca de este acoplador es externa. El saliente que se observa en la figura 2-10 (izquierda) sirve para



Figura 2-10 - Acoplador roscado empleado en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

2.4.4 Adaptador de tornillo

El adaptador de tornillo se ha diseñado especialmente para este ensayo. Sirve para que en él repose la cabeza del tornillo y para que el diámetro del agujero interior esté ajustado al diámetro nominal del tornillo. Su diámetro externo ha de coincidir con el diámetro interno del acoplador roscado. Así, el tornillo quedará concéntrico respecto al resto de elementos del montaje.



Figura 2-11 - Adaptador de tornillo diseñado y empleado en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

2.4.5 Casquillo

El casquillo es un cilindro de pared delgada instrumentado de modo que al que se le adhieren galgas. Con estas galgas se conseguirá traducir la fuerza sufrida por el casquillo en voltaje. Esta conversión se produce gracias a que dichas galgas forman dos circuitos eléctricos denominados puentes Wheatstone.



Figura 2-12 - Casquillo empleado en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

El circuito puente Wheatstone es utilizado para medir resistencias desconocidas equilibrando las ramas del puente. Para ello emplea 4 resistencias en circuito cerrado. Se colocan a 90° para evitar la distribución irregular de tensiones. De este modo, al sufrir fuerzas de compresión se obtendrá un voltaje medido con un equipo de medida denominado SANEI.

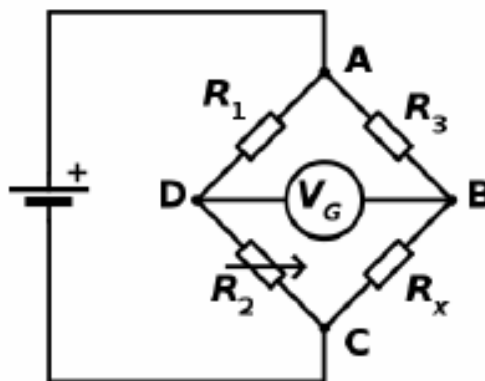


Figura 2-13 - Circuito puente Wheatstone.

Fuente: Trabajo Final de Grado Álvaro Romero Macías [21].

El tornillo pasa a través del casquillo, el cual está situado concéntrico con respecto al resto del montaje. Así, la tensión que recibe el tornillo será igual, pero de signo contrario a la recibida por el casquillo.

Instrumentando el tornillo se evita tener que situar galgas extensométricas sobre el tornillo, donde tendrían que posicionarse 4 galgas por tornillo. Teniendo en cuenta que se realizan varias decenas de ensayos, el coste sería excesivo. Además, se requeriría del rediseño del utillaje para acomodar el cableado.

La idea de emplear el casquillo se aplicó en ensayos previos para métrica M20 obteniendo buenos resultados. En dichos ensayos la carga es superior a la de los ensayos de tornillos M16, por lo que se ha decidido mantener esta idea.

Sin embargo, es preciso calibrar las galgas para saber obtener el factor de conversión entre el voltaje y la fuerza que sufre el casquillo. La calibración se explica en el apartado “Calibración del casquillo”, más adelante en este documento.

2.4.6 Arandelas

Se emplean dos arandelas, una de 0,5 mm de espesor y otra de 1 mm de espesor, que se usan para ajustar el punto de contacto entre el tornillo y la tuerca. Como el paso de la unión roscada tornillo – tuerca es de 2 mm con ambas arandelas se pueden alcanzar todas las combinaciones deseadas.



Figura 2-14 - Arandelas empleadas en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

Originalmente, el material de las arandelas era acero al carbono de baja calidad. Sin embargo, debido a que las primeras arandelas se rompieron rápidamente, se compraron arandelas de acero F-127, que es el material utilizado para los adaptadores, mucho más resistente.

2.4.7 Tornillo y tuerca

El tornillo es de métrica M16, sigue la norma DIN 931 (roscado parcial del cuerpo y cabeza hexagonal) y es de calidad 10.9. Gracias a los modelos de los montajes realizados en el programa comercial Solidworks (mostrados más adelante) se pudo concluir que la longitud del cuerpo de los tornillos idónea era 120 mm de modo que se tuviera margen para arandelas y para

cualquier imprevisto que pudiera surgir y obligara a variar el montaje de ensayo. Con este dato se pudo realizar el pedido de tornillos y tuercas a TORSESA. La tuerca es la asociada a dicho tornillo M16 según la DIN 934 y también de calidad 10.9.



Figura 2-15 - Tornillo y tuerca empleados en el ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

2.4.8 Montaje de ensayo

El montaje de ensayo es simétrico respecto al casquillo donde se situarán las galgas extensométricas. A continuación, se muestran imágenes del ensamblaje modelado en Solidworks.

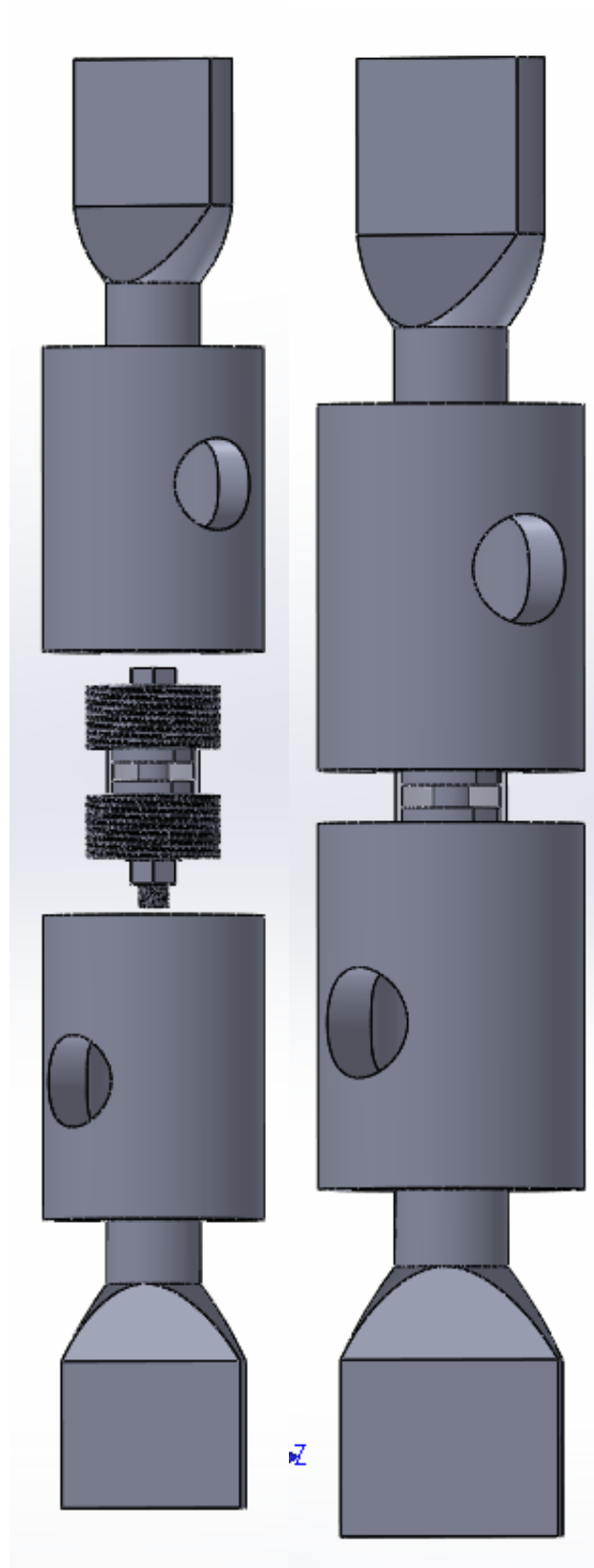


Figura 2-16 - Modelo del ensamblaje de ensayo abierto (izq.) y cerrado (der.).

Fuente: Elaboración propia.

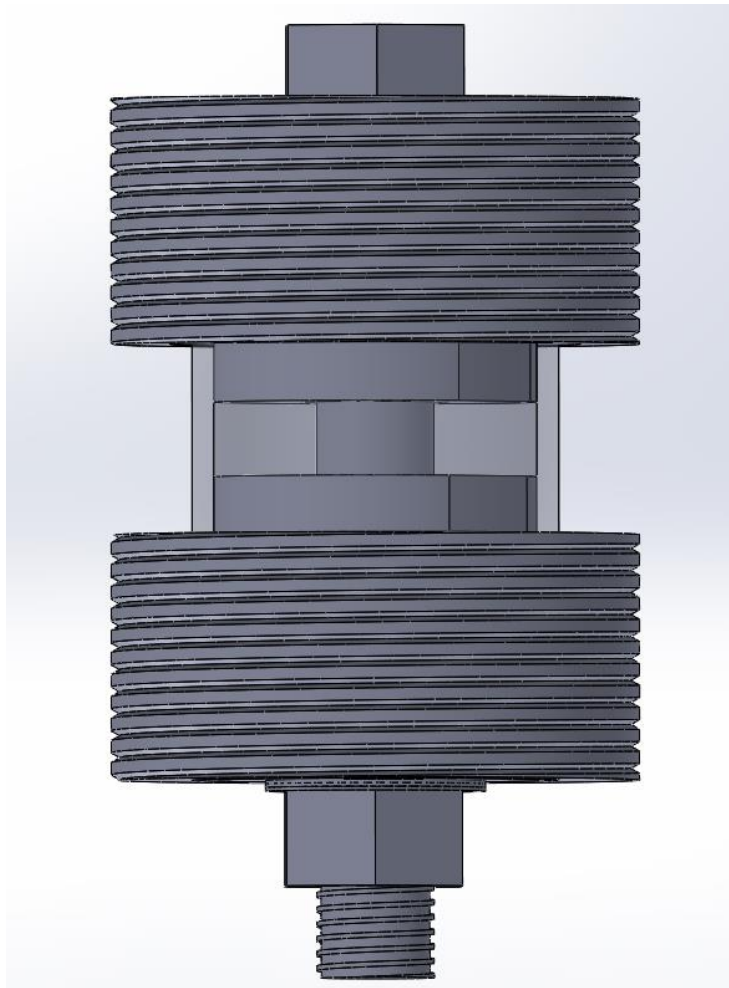


Figura 2-17 - Detalle de la zona del casquillo en el modelo de ensamblaje de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

En la siguiente figura se muestra la vista explosionada del ensamblaje con código de colores para facilitar su comprensión.

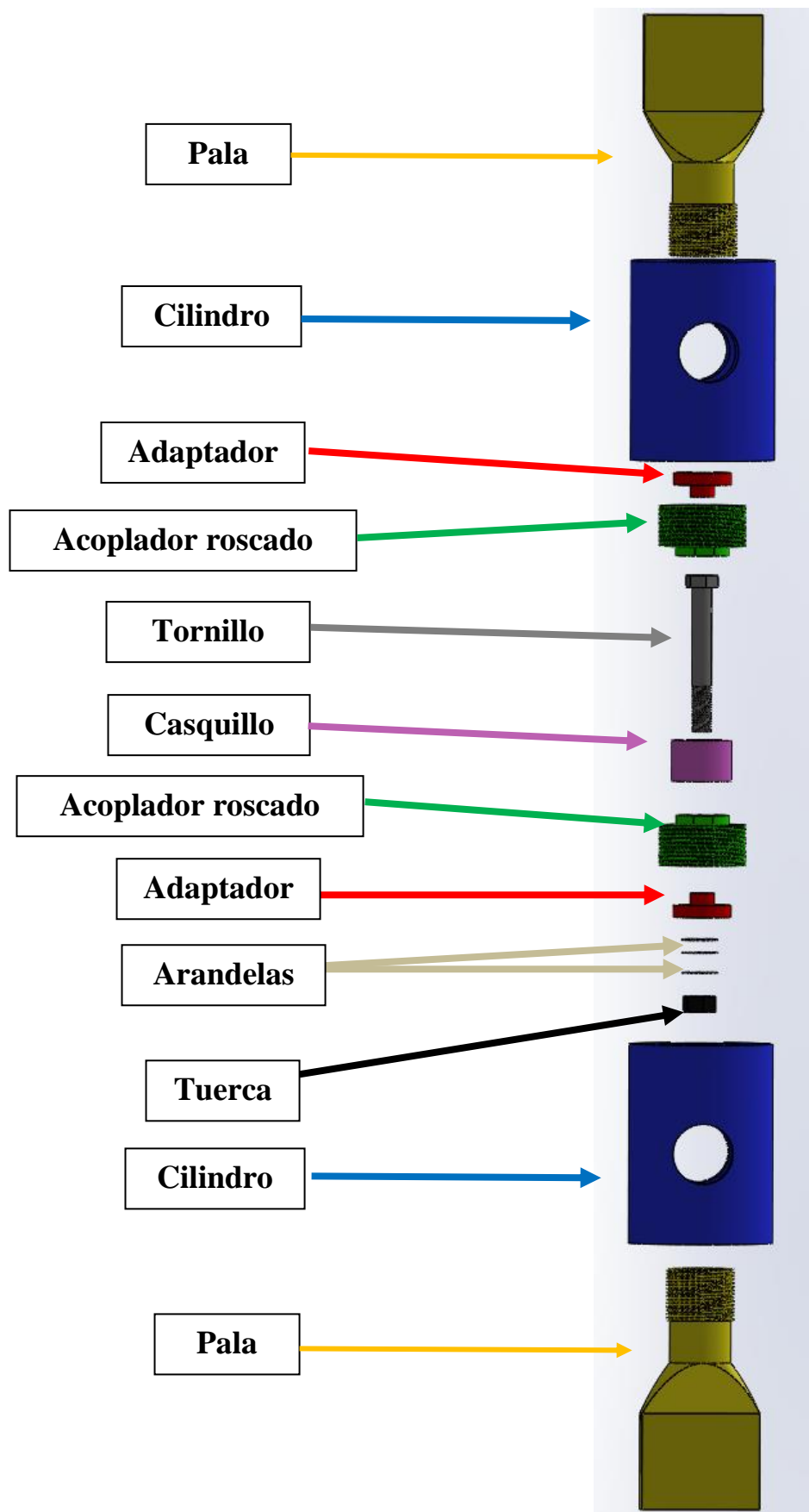


Figura 2-18 - Ensamblaje de ensayo explosionado.

Fuente: Elaboración propia.

2.5. Utillaje de apriete

Este utillaje consta de una placa base para ser unida a un banco de hormigón. En dicha placa base se tiene, en el centro, un cilindro de pared delgada. En el centro de la placa (y por tanto del cilindro) se tiene una huella de cabeza de tornillo hexagonal M20. Con el utillaje se pretende acomodar dicha huella a una cabeza de M16 de forma suficientemente resistente como para realizar el apriete de los tornillos M16 utilizando dicha placa base. Así no sería necesario fabricar de nuevo toda la placa, con el coste que conllevaría.

A continuación, se presentan los componentes por separado y se explica su función principal en el montaje. También se añaden imágenes reales de los mismos.

2.5.1 Placa base

Es una placa de 300 x 300 mm que tiene en el centro un cilindro pequeño con una huella de cabeza hexagonal de tornillo M20 y un cilindro concéntrico mayor de pared delgada con longitud suficiente para que entre el montaje de ensayo. Dicho cilindro tiene una ranura para que pase el cableado de las galgas extensométricas del casquillo de medición. La placa cuenta con agujeros en las esquinas para, mediante unión atornillada, sujetarla con un banco de hormigón.



Figura 2-19 - Placa base utilizada en el ensayo de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

2.5.2 Tornillo – transición M20

Es un utillaje diseñado y fabricado para cubrir la huella M20 hexagonal de la placa base. Se parte de un tornillo M20 de cabeza hexagonal y se mecaniza el cuerpo de este hasta dejar resultante un dado o cuadradillo en el centro de la cara inferior de la cabeza del tornillo. Dicho

dado ha de tener las dimensiones de la huella del dado del vaso de llave dinamométrica para realizar el acople.

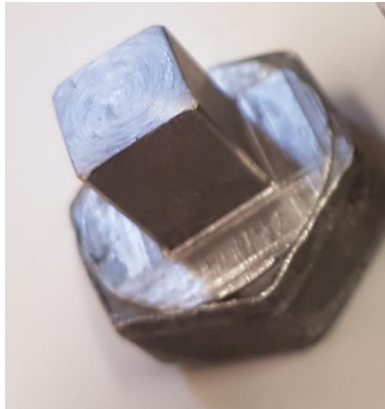


Figura 2-20 - Tornillo-transición M20 empleado en el utillaje de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

2.5.3 Vaso de llave dinamométrica

Es un recambio de llave dinamométrica común en el mercado que es una pieza de metal aproximadamente cilíndrica con dos caras. Pueden comprarse de longitud corta y larga. Su función principal es adaptar el agarre de modo que la llave dinamométrica pueda transmitir su fuerza a una pieza. En una cara tiene una huella de cabeza hexagonal de la métrica deseada. En el caso de interés será M16. En la otra cara se tiene una huella de dado o cuadradillo de las dimensiones especificadas. En el caso de interés es de $\frac{1}{2}$ de pulgada.

Mediante esta pieza se consigue finalizar la transición de M20 a M16 a través de un dado o cuadradillo. Interesa que esta pieza sea lo menos alta posible para que el cilindro de la placa base siga haciendo su efecto sobre el montaje (sostenerlo ante el par de apriete). Por ello se pide el vaso corto.



Figura 2-21 - Vasos de llave dinamométrica corto (izq.) y largo (der.).

Fuente: Elaboración propia.

La unión del vaso corto de llave dinamométrica y el tornillo – transición queda como se muestra en la figura 2-22 mostrada a continuación.



Figura 2-22 - Montaje vaso corto y tornillo-transición M20.

Fuente: Elaboración propia.

2.5.4 Llave dinamométrica

La llave dinamométrica empleada fue facilitada por el Centro Andaluz de Metrología (CAM). Tiene un rango de aplicación de entre 25 Nm y 250 Nm. Es suficiente para el apriete aproximado calculado con anterioridad. La marca de la llave dinamométrica es COMPUTORQ y es el modelo 2503CF-II.



Figura 2-23 - Llave dinamométrica utilizada para el ensayo de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

2.5.5 Montaje ensamblaje

A continuación, se muestran imágenes tanto del ensamblaje modelado en Solidworks como del montaje real.

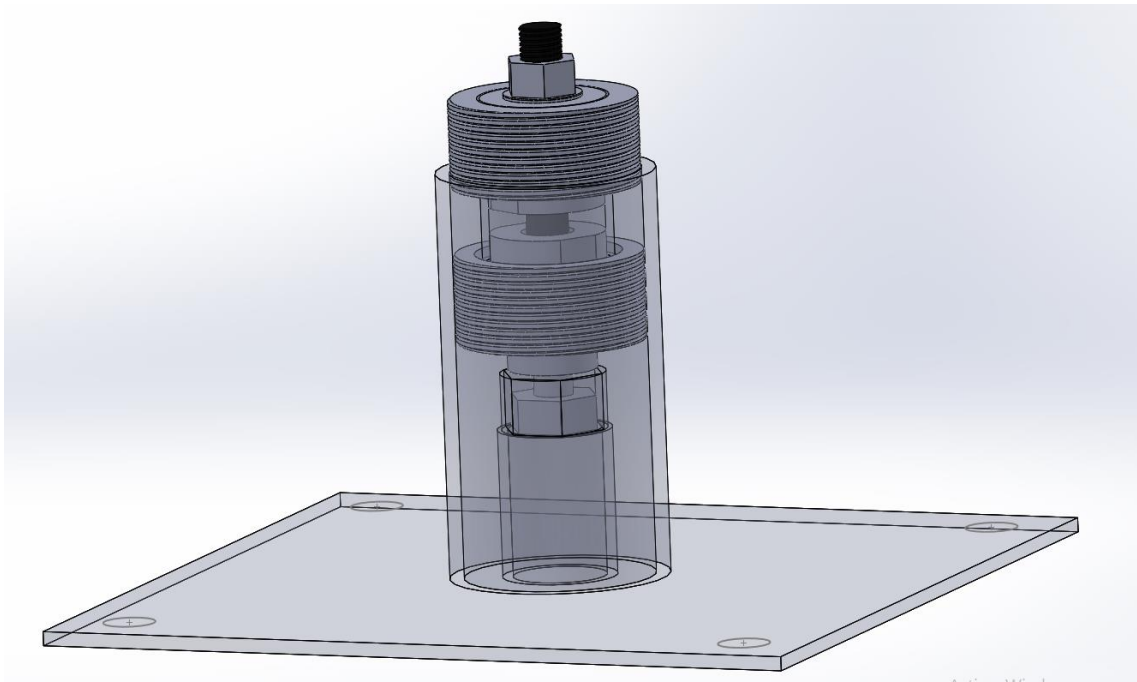


Figura 2-24 - Modelo del montaje para apriete.

Fuente: Elaboración propia.

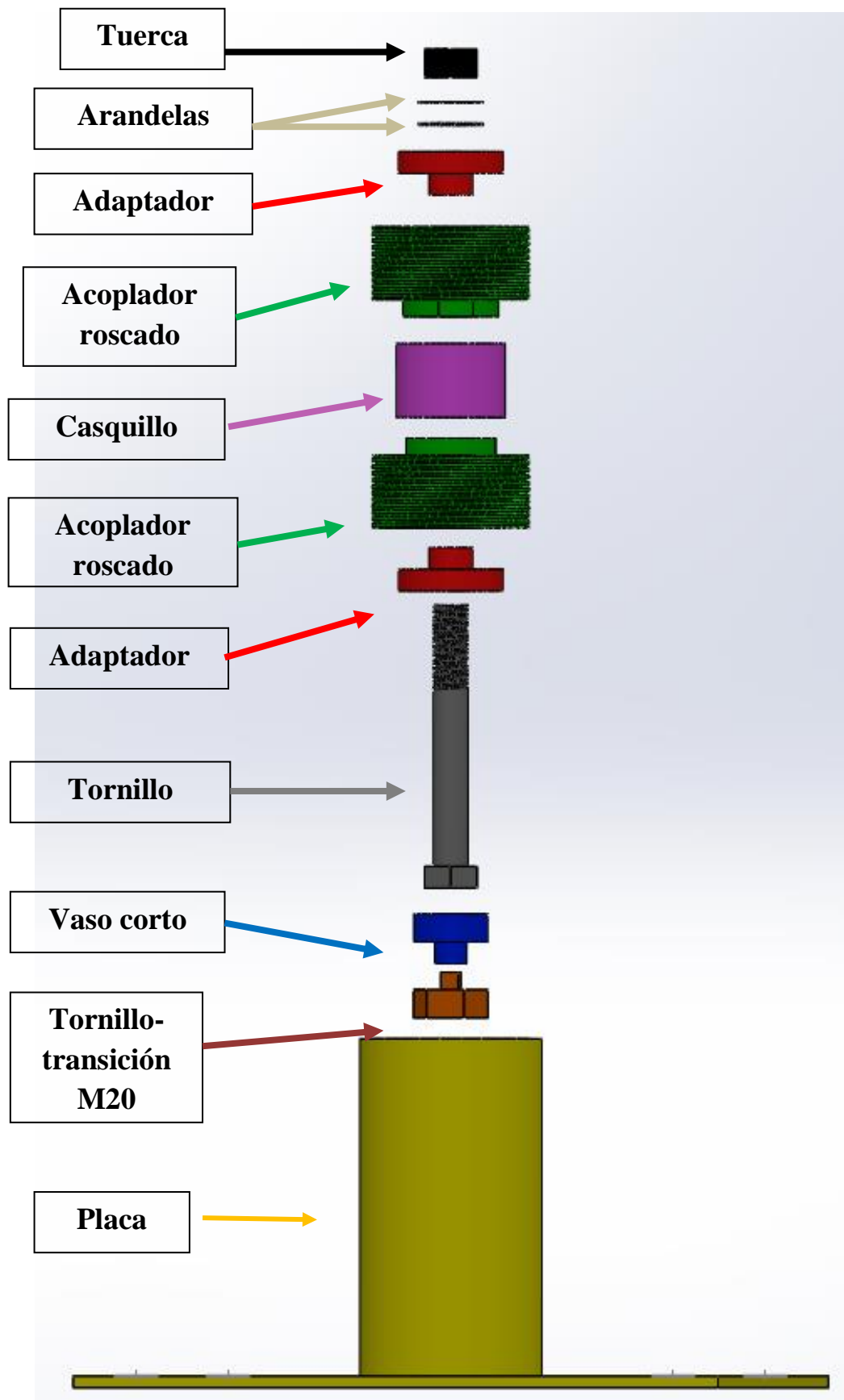


Figura 2-25 - Modelo explosionado del montaje para apriete.

Fuente: Elaboración propia.

2.5.6 Otras soluciones planteadas

Otras soluciones pensadas para el utillaje de apriete de los tornillos de métrica M16 fueron:

- Utilizar una nueva placa base, pero soldando una llave de tubo cortada a la misma. Para ello habría que realizar un taladrado con chaflán sobre la placa base y luego soldar. Sin embargo, era preciso tener en cuenta la resistencia de la soldadura a torsión. Además, habría que fabricar una nueva placa base o realizarlo sobre la actual dejándola inservible ya para tornillos de métrica M20.
- Complementar la huella de la placa base con una arandela (o dos simétricas) que tuvieran en su exterior forma hexagonal según M20 y en su interior forma hexagonal de M16. Deberían tener bastante espesor, tanto como el de la cabeza del tornillo M16 (10,5 mm). El aspecto negativo era que podía ser muy fina ya que la variación del perfil hexagonal entre M20 y M16 es demasiado leve.
- Crear una nueva placa base, pero con huella rectangular tal que un lado sea igual a dos veces la apotema del hexágono que tiene por cabeza el tornillo M16 y el otro igual a la diagonal de dicho hexágono. Así no habría que realizar una huella completa de hexágono, sin embargo, habría que fabricar una nueva placa base.

3 ENSAYOS PREVIOS

El laboratorio de una fábrica es el mejor lugar para aprender sobre el fracaso.

- Soichiro Honda -

Tras la conclusión del plan de acción inicial, se comenzaron a realizar los ensayos previos al ensayo principal. Estos son la calibración del casquillo y el ensayo de rigidez. Para este último es preciso realizar un apriete previo por lo que en esta sección también se aprovechará para explicar la metodología del ensayo de apriete.

3.1. Calibración del casquillo

Como se comentó al presentar el casquillo, hay que realizar una calibración de este previamente a la realización de los ensayos. Esta calibración consiste en obtener el factor de conversión entre la fuerza que sufre en casquillo y el voltaje que se mide en el SANEI.

En primer lugar, se presentan los elementos necesarios para realizar la calibración.

3.1.1 SANEI

El SANEI es un medidor de tensión que permite trabajar hasta con 4 canales. Como se tienen dos puentes Wheatstone se utilizarán dos canales. El criterio que se ha tomado para seleccionar los resultados es tomar la media de ambos canales. Para cambiar el display entre canales se utiliza la botonera en columna de la izquierda de la figura 3-1.

Antes de utilizarlo, es preciso ajustar varios parámetros para cada canal. Debe ajustarse la variación a 0,2 V tanto en positivo como en negativo. De este modo se consigue que el rango de tensión en el ensayo sea entre 0 y 3 V. El equilibrio debe estar en 0 y la atenuación en 1/10.

El SANEI está conectado al ratón, que a su vez está conectado a las galgas. Para obtener mayor precisión, se conecta un multímetro al SANEI

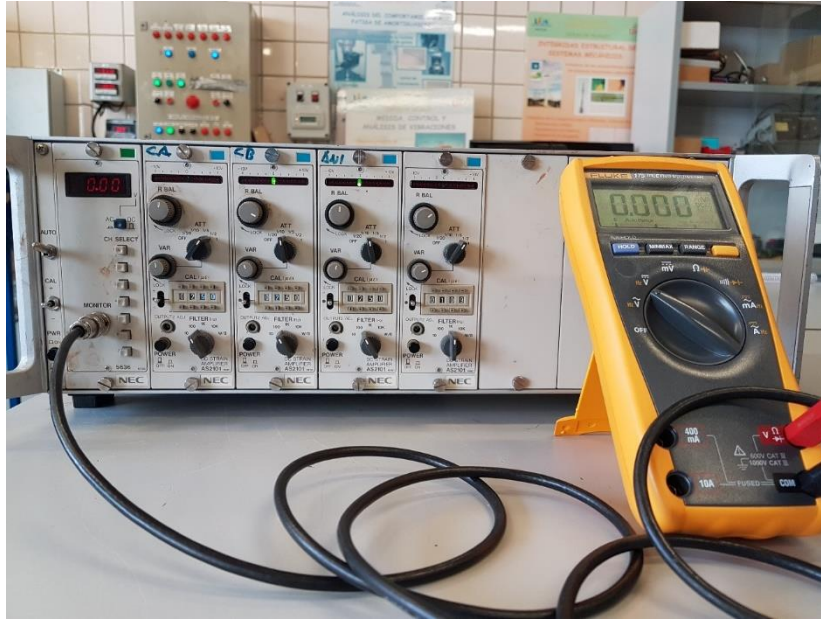


Figura 3-1 - SANEI con multímetro empelando canales 2 y 3.

Fuente: Elaboración propia.

3.1.2 Ratón

El ratón es el dispositivo que interconecta el SANEI con las galgas del casquillo. Han de emplearse dos filas de conexiones, una por canal y conectarlas al SANEI por la toma diseñada para ello.

En la figura 3-2 se puede observar la disposición y conexión del ratón. Ha de cumplirse estrictamente dicha disposición del cableado para que los puentes Wheatstone estén correctamente.

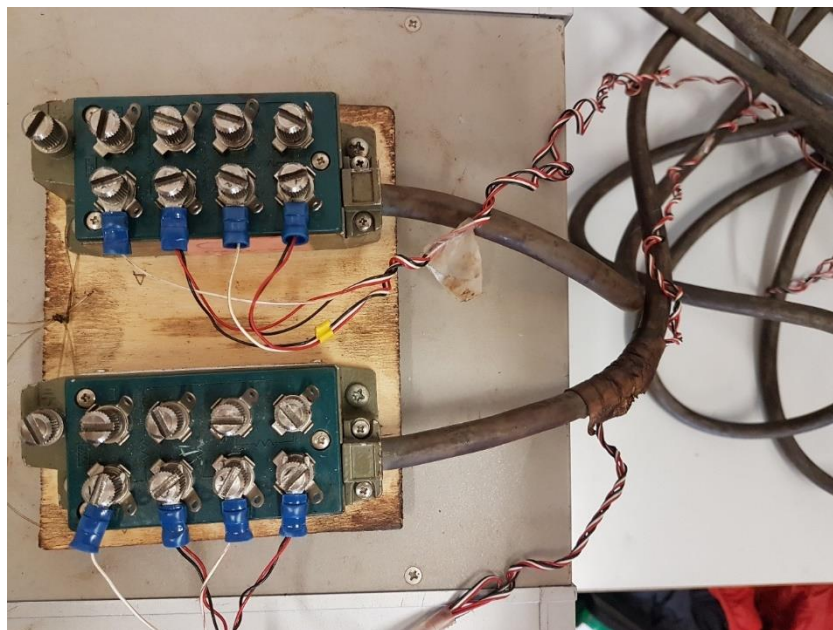


Figura 3-2 - Ratón empleado en la calibración.

Fuente: Elaboración propia.

3.1.3 Montaje en la MTS 810

Para la realización del ensayo se emplea la máquina de ensayo MTS 810. El casquillo instrumentado se sitúa entre un plato y una rótula, como se puede observar en la figura 3-3. La rótula es la pieza negra situada bajo el casquillo y el plato es la pieza situada sobre el casquillo.



Figura 3-3 - Montaje en la máquina MTS para calibración.

Fuente: Elaboración propia.

3.1.4 Procedimiento

Para realizar la calibración se cargará el casquillo con una fuerza y se anotarán los valores de voltaje que dan tanto el canal 1 como el canal 2 del SANEI a través del multímetro. Se realizarán este procedimiento cuatro veces para 10 cargas distintas. Los valores de fuerza son de 0 a 80 kN con paso de 10 kN. Para el tratamiento de los datos se emplea el programa comercial Microsoft Excel.

Se toma la media de las cuatro repeticiones para cada canal. Con dichos valores, se representa el gráfico Voltaje [V] – Fuerza [kN] mostrado en la figura 3-4 y se obtiene su pendiente. En dicho gráfico se observan tres curvas, la del canal 3 (rojo), la del canal 2 (verde) y la media de ambos (azul).

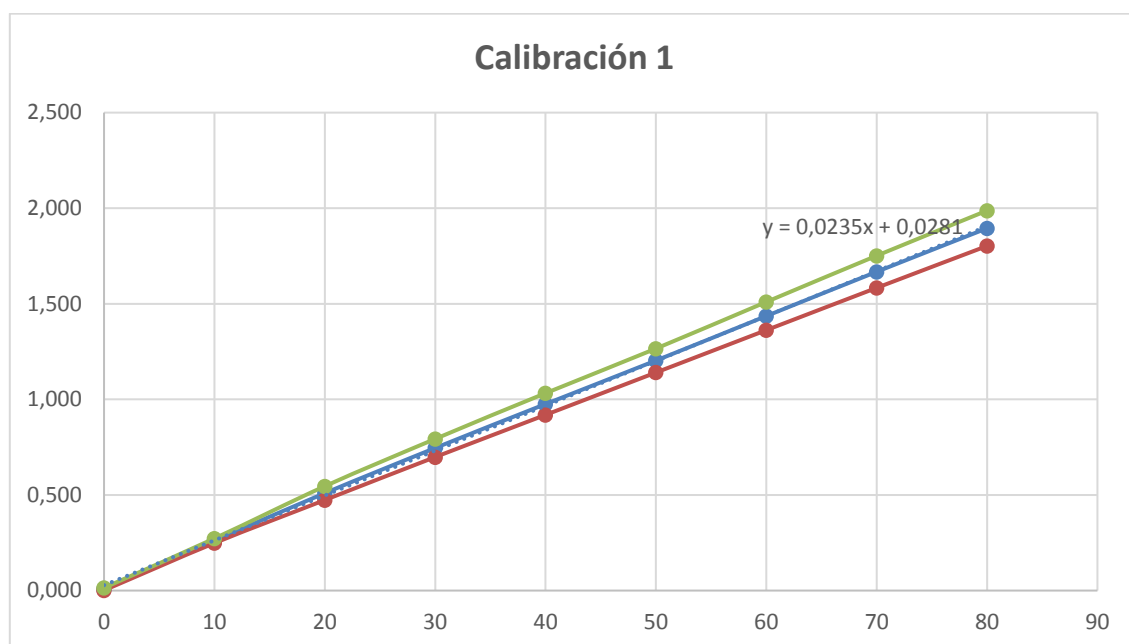


Figura 3-4 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN].

Fuente: Elaboración propia.

MEDIA		
FUERZA (kN)	VOLTAJE 2 (V)	VOLTAJE 3 (V)
0	0,00125	0,01425
10	0,24825	0,27275
20	0,47350	0,54575
30	0,69825	0,79325
40	0,91900	1,03250
50	1,14050	1,26575
60	1,36225	1,50975
70	1,58350	1,75150
80	1,80250	1,98750

Tabla 3-1 - Datos medios por canal y en media.

Fuente: Elaboración propia.

La pendiente de la recta tiene unidades de [V/kN] y el factor de conversión es la inversa. Se usará el factor o la pendiente según se quiera pasar de tensión a fuerza o viceversa. En la tabla 3-2 se muestran los valores de factor y pendiente para ambos canales y la media.

	Pendiente	Factor [kN/V]
Canal 2	0,022384167	44,67443505
Canal 3	0,024549583	40,7338889
Media	0,023466875	42,61325805

Tabla 3-2 - Datos medios por canal y en media.

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se extrae uno de los datos más importantes, el voltaje equivalente a la fuerza de apriete que se quiere tener en el tornillo antes de comenzar a ensayarlo.

La fuerza de apriete ha de ser la misma para todos los ensayos, por lo que esta medida es fundamental. Anteriormente se calculó la fuerza de apriete F_T resultante de manera aproximada para el tornillo M16 con coeficiente de fricción de 0,1. Dicho valor fue 98 kN. Tras el apriete, hay que realizar el montaje del ensayo con el resto de utillaje en la máquina Instron, esto ocasionará cierta pérdida de fuerza de apriete. Por lo tanto, habrá que dar una fuerza de apriete mayor a 98 kN. El valor concreto se obtiene a través de la experiencia conforme se realizan los primeros ensayos. Por ello, el valor de la celda naranja de la tabla 3-3 variará en varias ocasiones, variando así los voltajes objetivos de ambos canales y en media. Cada vez que se vaya a realizar el apriete habrá que utilizar esta tabla para saber el voltaje equivalente a la fuerza de apriete que se desea obtener.

	Tensión SANEI
Canal 2	2,3503375
Canal 3	2,57770625
Media	2,464021875

F objetivo [kN]	105
-----------------	-----

Tabla 3-3 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN].

Fuente: Elaboración propia.

Este mismo procedimiento se realiza sobre un segundo casquillo por si el primero de ellos se estropea durante los ensayos. Los resultados del segundo casquillo son los siguientes:

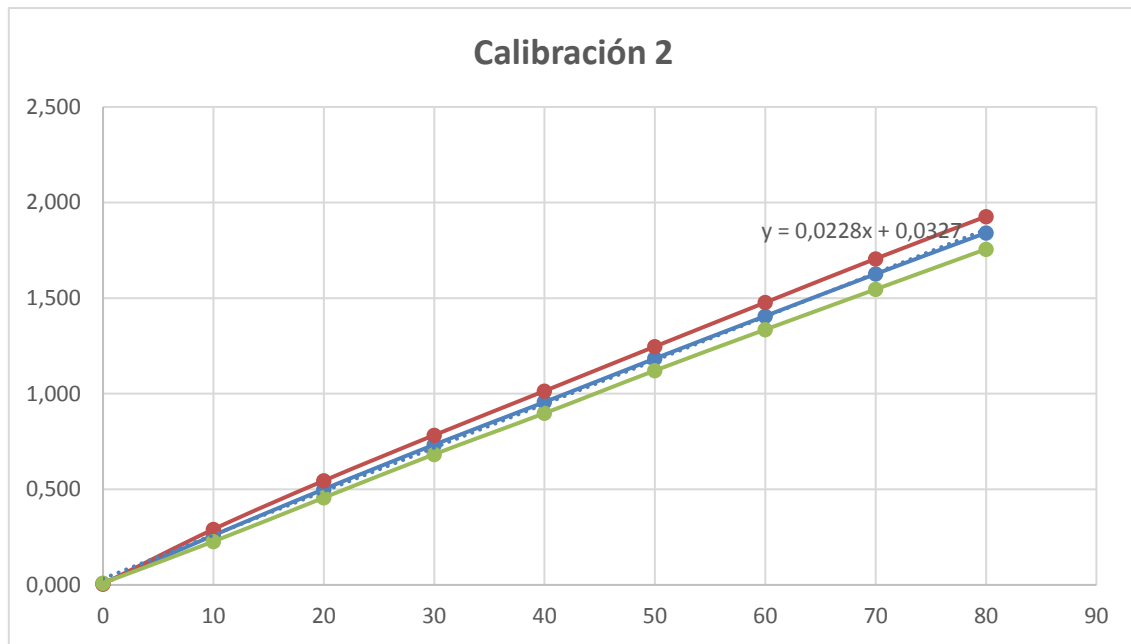


Figura 3-5 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el segundo casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

MEDIA		
FUERZA (kN)	VOLTAJE 2 (V)	VOLTAJE 3 (V)
0	0,00500	0,00975
10	0,29100	0,22725
20	0,54500	0,45600
30	0,78325	0,68300
40	1,01450	0,89800
50	1,24700	1,12125
60	1,47725	1,33550
70	1,70625	1,54625
80	1,92700	1,75625

Tabla 3-4 - Datos medios por canal y en media para el segundo casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

	Pendiente	Factor [kN/V]
Canal 2	0,02377	42,06983593
Canal 3	0,021900417	45,66123171
Media	0,022835208	43,79202438

Tabla 3-5 - Datos medios por canal y en media para el segundo casquillo

Fuente: Elaboración propia.

	Tensión SANEI
Canal 2	2,49585
Canal 3	2,29954375
Media	2,397696875

F objetivo [kN]	105
-----------------	-----

Tabla 3-6 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el 2° casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

3.2. Ensayo de apriete

El ensayo de apriete es de vital importancia para el resultado del ensayo de fatiga. Sin embargo, para el ensayo de rigidez no cobra tanta importancia ya que la rigidez será igual, aunque esté apretado más o menos, pero en los ensayos de fatiga se pretenden realizar ensayos lo más idénticos posible.

El ensayo de apriete se realiza en el taller T1 de estructuras. Para transportar los útiles del L6 al T1 se utiliza la carretilla del laboratorio.



Figura 3-6- Útiles en la carretilla antes de realizar el ensayo de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

Lo primero es realizar el montaje de la placa base sobre el banco de hormigón. Posteriormente, se introducen en la huella del cilindro de la placa base el tapahuellas y el vaso corto de llave

dinamométrica que harán de transición de huellas. Con ello queda preparado el sistema fijo de apriete.

Por otro lado, se conectan el SANEI y el ratón con el casquillo del mismo modo que en la calibración correspondiente y se encaja el vaso largo de llave dinamométrica sobre ésta.



Figura 3-7 - Llave dinamométrica con vaso largo.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se limpian y lubrican las roscas del tornillo y la tuerca con el aceite de lubricación. Luego, se roscan primero manualmente hasta dejar el conjunto lo suficientemente fijo como para montarlo en la placa base. Finalmente, con ayuda de la llave dinamométrica, se roscará poco a poco hasta que en los canales del SANEI se tengan los valores equivalentes al apriete objetivo según la tabla mostrada con anterioridad.



Figura 3-8 - Sistema en placa base antes de realizar el apriete con llave dinamométrica.

Fuente: Elaboración propia.

Una vez alcanzado el apriete deseado, se extrae el sistema y se desmonta la placa base del banco de hormigón y se transportan los útiles de vuelta al laboratorio de Ingeniería Mecánica L6.

3.3. Determinación de la rigidez del sistema

La determinación de la rigidez del tornillo es un aspecto esencial para poder tener control sobre las tensiones que sufre el tornillo durante el ensayo. Esto es debido a que la carga que se introduce en el sistema a través de la máquina de ensayo Instron se repartirá en realizar dos acciones. Descomprimir el casquillo y tirar axialmente del tornillo. Además, las galgas extensométricas miden la deformación del casquillo y, por tanto, la fuerza a la que está sometido el mismo, pero se requiere de una rigidez equivalente para obtener la fuerza que sufre el tornillo.

3.3.1 Justificación de la necesidad de la rigidez

El primer objetivo de los ensayos es determinar la curva de vida a fatiga SN. Para ello se realizarán 6 ensayos. Sin embargo, antes de la realización de dichos ensayos, es preciso saber qué valores de fuerza darle a la máquina de ensayo para obtener resultados lo suficientemente característicos como para poder trazar una curva SN aproximada. No se quieren tener puntos (Tensión – Vida) ni muy juntos ni muy separados, con idea de tener un rango amplio de valores.

Según el libro Mechanical Engineering Design 8 Ed – Shigley [19], como la tensión de rotura $S_u = 1000$ MPa (Calidad 10.9), curva de vida a fatiga SN se puede aproximar de la siguiente forma:

$$S_f(10^6 \text{ ciclos}) \approx 0,5 \cdot S_u = 500 \text{ MPa}$$

$$S_f(10^3 \text{ ciclos}) \approx f \cdot S_u = 0,8 \cdot S_u = 800 \text{ MPa}$$

El parámetro ‘f’ se ha obtenido de la figura siguiente teniendo en cuenta que 1000 MPa son aproximadamente 143 kpsi.

Figure 6-18

Fatigue strength fraction, f , of S_{ut} at 10^3 cycles for $S_e = S_e = 0.5 S_{ut}$.

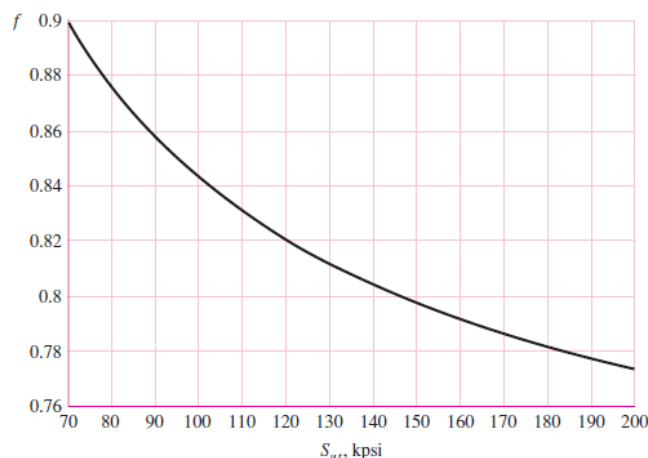


Figura 3-9 - Parámetro de resistencia a fatiga ‘f’ según la tensión de rotura.

Fuente: Mechanical Engineering Design 8 Ed – Shigley [19]

Queda definido el rango de tensiones alternas equivalentes con media cero aproximado en el que se encontrarán los puntos característicos de la curva SN del tornillo. Por lo que se tomarán 6 tensiones en ese rango equiespaciadas aproximadamente.

Sin embargo, en el ensayo se cuenta con tensión axial debida al apriete, tensión tangencial debido, igualmente, al apriete y ciclos de tensión con media distinta de cero. Esto hace que el paso desde la tensión alterna equivalente de media cero a la que se quiere ensayar el tornillo hasta la fuerza que la máquina ha de ejercer para ello, haya que realizar varios pasos previos. A continuación, se muestra un esquema de los pasos a seguir.

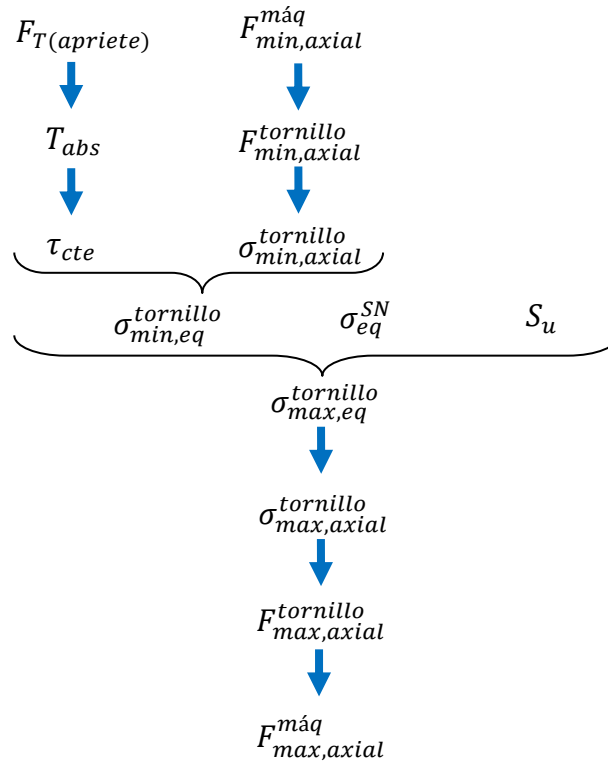


Figura 3-10 - Esquema de pasos a seguir para determinar la fuerza máxima de la máquina.

Fuente: Elaboración propia.

La fuerza de apriete se ha estimado en 100 kN aproximadamente. El número exacto se extrae de la medición hecha a través de los canales del SINEI conectados al casquillo.

El momento torsor a aplicar para obtener dicha fuerza de apriete es de aproximadamente 220 Nm. Sin embargo, este no es el torsor que sufre el cuerpo del tornillo. A dicho valor hay que restarle el torsor que se lleva la fricción de la tuerca con la superficie donde apoya.

El torsor que realmente absorbe el cuerpo es:

$$T_{abs} = F_0 \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot tg(\varphi' + \alpha) \right)$$

Donde:

F_0 es la fuerza de apriete obtenida.

α es el ángulo de la hélice, el cual se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right)$$

Donde a su vez 'p' es el paso y d_2 el diámetro medio de la rosca del tornillo.

φ' es el ángulo de rozamiento, el cual se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{\mu}{\cos(\beta)}\right)$$

Donde a su vez μ es el coeficiente de rozamiento y β el semiángulo de los filetes.

Con todo ello, se obtiene un torsor absorbido por el cuerpo del tornillo igual a 117 Nm aproximadamente.

A partir del momento torsor absorbido por el cuerpo se puede calcular la tensión tangencial a la que estará sometido el tornillo durante todo el ensayo debido al apriete.

$$\tau = \frac{16T_{abs}}{\pi d^3}$$

El diámetro utilizado como diámetro "d" del tornillo es la media del diámetro medio del mismo y del diámetro menor. Obteniendo una tensión tangencial de aproximadamente 211 MPa.

En el caso de la tensión tangencial no hay variabilidad por lo que:

$$\tau_{max} = \tau_{min} = \tau$$

Por otro lado, siguiendo el esquema mostrado más arriba, la fuerza axial mínima de la máquina de ensayo Instron es 10 kN por seguridad de la propia máquina. Esta fuerza hará que el tornillo aumente su tensión axial alargándose aún más, mientras que el casquillo se descomprimirá hasta cierto punto, sufriendo menos fuerza axial que la que tenía inicialmente con el apriete.

Por tanto, la fuerza aplicada por la máquina ' F_{maq} ', dividirá magnitud en dos efectos. Por un lado, descomprimirá el casquillo con una fuerza que denominaremos P_c y por otro lado tirará del tornillo con una fuerza ' P_T '. Debe cumplirse que $P_c + P_T = F_{maq}$.

Por otro lado, el incremento de la longitud del tornillo se puede obtener teniendo en cuenta la rigidez del tornillo. Sin embargo, se cuenta con un sistema de varias piezas, no solo el casquillo y el tornillo, por lo que dicha rigidez en realidad debe ser la rigidez de todo el grupo de piezas que está en serie con el tornillo además del propio tornillo. Es decir:

$$\Delta l_T = \frac{P_T}{k_T^{eq}}$$

Igualmente, para el casquillo, la rigidez será la de todas las piezas en serie con el casquillo incluido él mismo.

$$\Delta l_C = \frac{P_C}{k_C^{eq}}$$

Como la unión permanece sin despegarse, ambos incrementos de longitud han de ser iguales:

$$\frac{P_T}{k_T^{eq}} = \frac{P_C}{k_C^{eq}} \rightarrow P_T = P_C \cdot \frac{k_T^{eq}}{k_C^{eq}}$$

Teniendo en cuenta que $P_C + P_T = F_{maq}$ se puede obtener:

$$P_T = \frac{k_T^{eq}}{k_C^{eq} + k_T^{eq}} \cdot F_{maq} = K_T \cdot F_{maq}$$

$$P_C = \frac{k_C^{eq}}{k_C^{eq} + k_T^{eq}} \cdot F_{maq} = K_C \cdot F_{maq}$$

$$K_T + K_C = 1$$

El valor de las rigideces se estimará a continuación para una primera aproximación, pero su valor real se obtendrá con un ensayo de rigidez del casquillo, el cual se explica más adelante.

Así se tiene la parte de la carga de la máquina que se lleva cada componente. Sin embargo, esta no es la carga del componente total.

La fuerza del tornillo total será $(P_T + F_T)$ donde ' F_T ' es la fuerza de apriete dada.

La fuerza del casquillo será $(F_T - P_C)$ y también se podrá obtener leyendo la salida del SINEI.

Tras esta breve explicación sobre la distribución de la fuerza de la máquina se vuelve al esquema en busca de definir el ciclo de fuerzas de la máquina (F_{max} , F_{min}) que provocan tensiones alternas equivalentes con media cero en el rango deseado.

Como se comentó, la fuerza mínima de la máquina, por seguridad, es de 10 kN. Aplicando la fórmula siguiente se llega a la fuerza total que sufre el tornillo.

$$F_{min,axial}^{tornillo} = [(1 - K_C) \cdot F_{min,axial}^{maq}] + F_T$$

Como se ha comentado anteriormente, ' A ' es la fuerza de apriete dada al tornillo.

La tensión axial mínima que sufre el tornillo es:

$$\sigma_{min,axial}^{tornillo} = \frac{F_{min,axial}^{tornillo}}{A_S}$$

Donde A_S es el área de la sección equivalente del tornillo. Para un tornillo M16 dicho área es 157 mm².

Para calcular la tensión mínima equivalente que une los efectos de la tensión normal y tangencial se emplea esta fórmula:

$$\sigma_{min,eq}^{tornillo} = \sqrt{(\sigma_{min,axial}^{tornillo})^2 + (3 \cdot \tau^2)}$$

A partir de la tensión recién calculada, la tensión de rotura y la tensión alterna equivalente con media cero, puede obtenerse la tensión máxima equivalente que debe sufrir el tornillo a través de la expresión de la recta de Goodman.

$$\sigma_{SN} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

Teniendo en cuenta la definición de tensión alterna y tensión media:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Se tiene la expresión:

$$\sigma_{SN} = \frac{\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}}{1 - \frac{\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}}{S_u}}$$

Realizando cálculos algebraicos simples se puede despejar la tensión máxima en función de las otras tres, quedando la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_{SN} \cdot S_u + \sigma_{min} \cdot (S_u - \sigma_{SN})}{S_u + \sigma_{SN}}$$

Donde $\sigma_{min} = \sigma_{min,eq}^{tornillo}$ calculada anteriormente y la σ_{max} calculada es en realidad $\sigma_{max,eq}^{tornillo}$.

Dicha tensión máxima obtenida es la tensión máxima equivalente que sufre el tornillo. Es decir, cuenta con la aportación tanto de la tensión normal como con la de la tensión tangencial. Para obtener la fuerza axial se emplea la misma expresión que se utilizó anteriormente, pero despejando:

$$\sigma_{max,axial}^{tornillo} = \sqrt{(\sigma_{max,eq}^{tornillo})^2 - (3 \cdot \tau^2)}$$

Conviene destacar que el valor de τ sigue siendo el mismo que cuando se empleó la fórmula para tensiones mínimas ya que la tensión tangencial es constante y debida solo al apriete.

Con la tensión axial máxima que sufre el tornillo es inmediato obtener la fuerza axial máxima que sufrirá el mismo si se cuenta con el valor de la sección del tornillo, ' A_s '

$$F_{max,axial}^{tornillo} = A_s \cdot \sigma_{max,axial}^{tornillo}$$

Finalmente, la fuerza que habrá que aplicar en la máquina para obtener dicha fuerza axial en el tornillo se obtiene utilizando la rigidez del casquillo de nuevo:

$$F_{max,axial}^{maq} = \frac{F_{max}^{tornillo} - F_T}{1 - K_C} = \frac{F_{max}^{tornillo} - F_T}{K_T}$$

La determinación de las rigideces equivalentes del sistema del casquillo y del sistema del tornillo puede hacerse tanto analíticamente como experimentalmente. Ambos casos se han realizado.

3.3.2 Método analítico

El método analítico es una estimación donde se utilizan los procedimientos indicados por la norma de tornillos VDI 2230 [4]. Para la estimación de la rigidez del casquillo se utiliza la expresión de la rigidez y las dimensiones medidas en el laboratorio con un pie de rey.

3.3.2.1 Casquillo

La expresión de la rigidez ante fuerza axial tiene la siguiente estructura:

$$k = \frac{E \cdot A}{L}$$

Donde 'A' es el área de la sección transversal a la dirección en la que se aplica la fuerza y 'L' es la longitud colineal con dicha dirección. 'E' es el Módulo de Elasticidad del material. Al tratarse de acero, E = 210 000 MPa.

El casquillo es de acero, tiene forma de cilindro hueco y tiene las dimensiones siguientes:

- L = 34 mm
- D_i = 44 mm
- D_e = 50 mm

La sección queda:

$$A = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}{4} = 141\pi \text{ mm}^2$$

Por lo que la rigidez del casquillo es:

$$k_c = \frac{210\,000 \cdot 141\pi}{34} = 2,74 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

3.3.2.2 Tornillo

Como se ha comentado, para estimar la rigidez del tornillo se han seguido las indicaciones de la norma VDI 2230. La metodología consiste en dividir el tornillo en diversas partes dispuestas en serie, calcular la rigidez de dichas partes por separado y sumarlas siguiendo la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{k_{\text{tornillo}}} = \frac{1}{k_{\text{cabeza}}} + \frac{1}{k_{\text{caña}}} + \frac{1}{k_{\text{rosca}}} + \frac{1}{k_{\text{rosca}'}} + \frac{1}{k_{\text{tuerca}}}$$

Cabe destacar que la rosca se ha dividido en dos partes, la parte que coincide con la rosca y el resto.

Para calcular cada rigidez por separado se aplica la fórmula expuesta anteriormente y, según el caso, se realizan algunas simplificaciones. Todos los materiales son de acero por lo que el Módulo de Elasticidad es 210 000 MPa. El tornillo es del tipo de la DIN931 [2] y de métrica M16 según la DIN13 [1] por lo que su geometría está definida.

- Cabeza.

Para determinar la rigidez de la cabeza se simplifica la misma como si se tratara de parte de la caña del tornillo con longitud igual a la mitad del diámetro nominal. Por lo que:

$$A = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$L = 8 \text{ mm}$$

$$k_{\text{cabeza}} = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}}{8} = 5,28 \cdot 10^6 \frac{N}{\text{mm}}$$

- Caña.

Para determinar la rigidez de la caña no se realiza ninguna simplificación. Hay que tener en cuenta la longitud de caña que tiene el tornillo, 72 mm.

$$A = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$L = 72 \text{ mm}$$

$$k_{\text{caña}} = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}}{72} = 0,59 \cdot 10^6 \frac{N}{\text{mm}}$$

- Rosca.

Para determinar la rigidez de la rosca no se realiza ninguna simplificación. Hay que tener en cuenta que la longitud roscada es 44 pero 13 mm se tendrán en cuenta en la rigidez de la rosca coincidente con la tuerca.

$$A = 157 \text{ mm}^2$$

$$L = 44 - 13 = 31 \text{ mm}$$

$$k_{\text{rosca}} = \frac{210\,000 \cdot 157}{31} = 1,06 \cdot 10^6 \frac{N}{\text{mm}}$$

- Rosca coincidente.

Para determinar la rigidez de la rosca coincidente se realizan simplificaciones. Se toma como longitud la mitad del diámetro nominal y como diámetro de la sección circular el diámetro menor de la rosca del tornillo, d₃.

$$A = \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$L = 8 \text{ mm}$$

$$k_{rosca'} = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}}{8} = 3,78 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

• Tuerca.

Para determinar la rigidez de la tuerca se realizan simplificaciones. Se toma como longitud el 40% del diámetro nominal y como diámetro, el nominal.

$$A = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \text{ mm}^2$$

$$L = 6,4 \text{ mm}$$

$$k_{tuerca} = \frac{210\,000 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}}{6,4} = 6,60 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

Con todas las rigideces calculadas se acude a la fórmula:

$$\frac{1}{k_{tornillo}} = \frac{1}{5,28 \cdot 10^6} + \frac{1}{0,59 \cdot 10^6} + \frac{1}{1,06 \cdot 10^6} + \frac{1}{3,78 \cdot 10^6} + \frac{1}{6,60 \cdot 10^6} = 3,25 \cdot 10^{-6}$$

$$k_{tornillo} = 0,31 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

3.3.2.3 Resto del sistema

Ya se ha obtenido la rigidez de los elementos principales, ahora se tiene que completar el cálculo añadiendo las rigideces de los elementos del sistema.

Para comprender el sistema es preciso observar las siguientes figuras. En la figura 3-11 se muestra la disposición de los elementos del sistema y cómo afectan las rigideces de estos. Se puede observar que el tornillo está situado en serie con los dos adaptadores y con cuatro quintos de acoplador roscado que quedan a cada lado. Dichos cuatro quintos son una estimación, teniendo en cuenta que la rotura de los acopladores roscados anteriores llegó entre el primer y segundo filete de los 10 que tiene. Por otro lado, el casquillo y el último quinto de los acopladores roscados quedan en serie entre sí y en paralelo al subconjunto citado anteriormente.

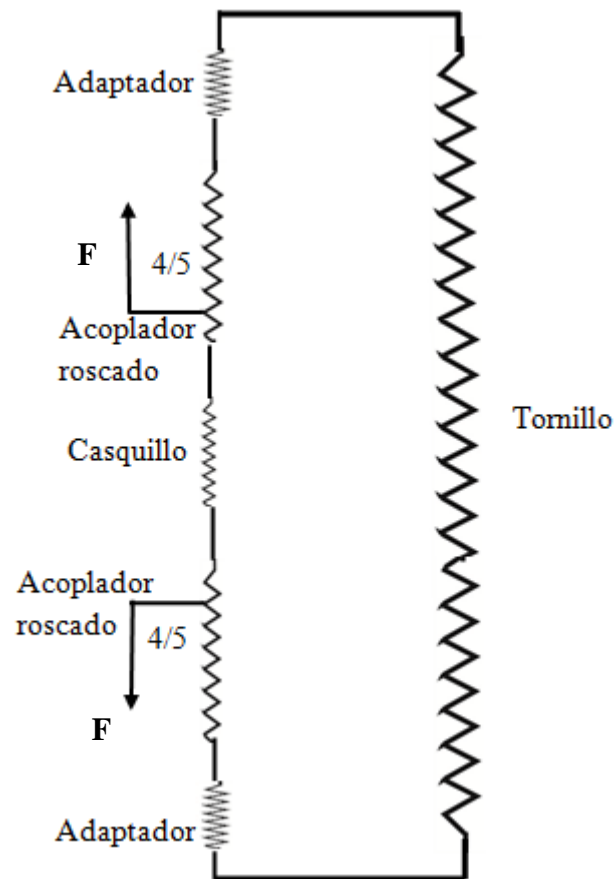


Figura 3-11 - Esquema de rigideces del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Para hallar las rigideces de los elementos del sistema se plantea de forma aproximada el área de influencia de cada elemento. Dichas secciones se representan en un boceto en la figura 3-12 a continuación.

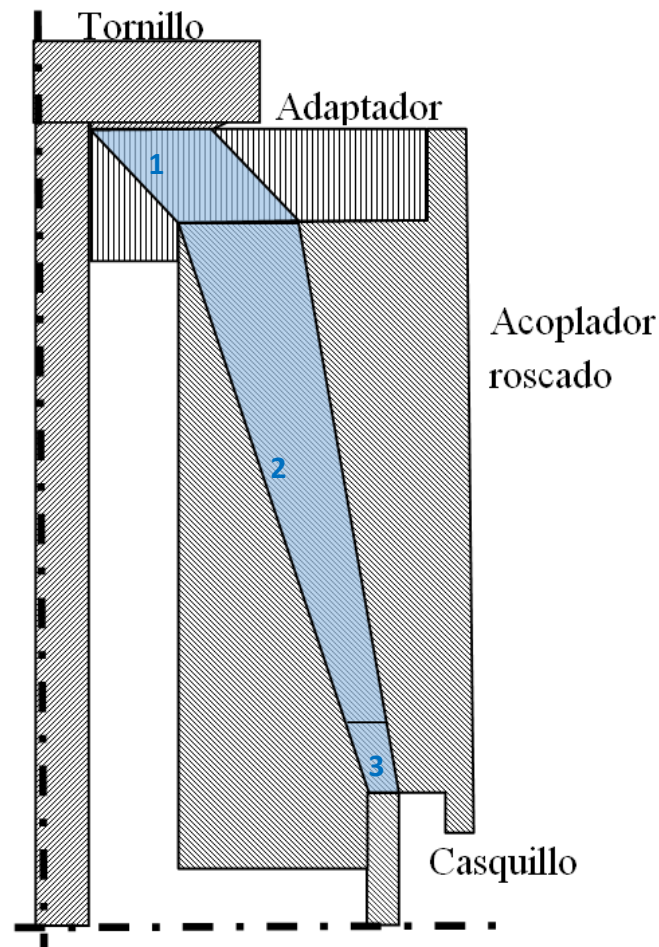


Figura 3-12 - Esquema de secciones de influencia del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar que las secciones de influencia son parecidas a troncos de cono huecos. Sin embargo, para la estimación analítica se aproximarán dichas superficies como cilindros huecos cuyo diámetro externo será la media de los diámetros externos de las bases mayor y menor de los troncos de cono. El diámetro interno del cilindro que se utiliza como aproximación será también la media de los diámetros internos de las bases mayor y menor de los troncos de cono huecos.

La base superior del tronco de cono hueco 1 coincide con el apoyo de la cabeza del tornillo. Dicho apoyo se da a través de la zona de transición. La corona circular que apoya tiene diámetro $d_w = 22,5 \text{ mm}$ según la norma DIN931 [2] para un tornillo de métrica M16.

El diámetro externo de la base inferior del tronco de cono hueco 1 se ha obtenido teniendo en cuenta la aproximación de la norma VDI 2230 [4] que dice que la pendiente es de aproximadamente 0,5. Por lo tanto, si se descienden los 10 mm de longitud del adaptador se avanzarán, en diámetro, $2 \cdot 0,5 \cdot 10 = 10 \text{ mm}$. Dichos 10 mm sumados al diámetro del que se parte (22,5 mm) dan los 32,5 mm que se buscan.

Para hallar los diámetros de la base superior del tronco de cono hueco 3 se acudió a la ecuación punto – pendiente de las rectas interna y externa. Se conocen las posiciones (x,y) de los puntos

que delimitan la base superior del tronco de cono hueco 2 y la base inferior del 3. La ecuación de las rectas será:

$$\text{Recta interior: } y_{int} - y_{int,bs} = \frac{y_{int,bi} - y_{int,bs}}{x_{int,bi} - x_{int,bs}} \cdot (x - x_{int,bs})$$

$$\text{Recta exterior: } y_{ext} - y_{ext,bs} = \frac{y_{ext,bi} - y_{ext,bs}}{x_{ext,bi} - x_{ext,bs}} \cdot (x - x_{ext,bs})$$

Donde los términos $\frac{y_{int,bi} - y_{int,bs}}{x_{int,bi} - x_{int,bs}}$ y $\frac{y_{ext,bi} - y_{ext,bs}}{x_{ext,bi} - x_{ext,bs}}$ son las pendientes m_{int} y m_{ext} , respectivamente, de dichas rectas.

Sustituyendo los datos conocidos se tiene:

$$\text{Recta interior: } y_{int} - 19,1 = \frac{0 - 19,1}{44 - 20,1} \cdot (x - 20,1)$$

$$\text{Recta exterior: } y_{ext} - 19,1 = \frac{0 - 19,1}{50 - 32,5} \cdot (x - 32,5)$$

Como se buscan la coordenada 'x' de los puntos ya que la 'y' es conocida, se debe despejar 'x' de la ecuación de la recta:

$$\text{Recta interior: } x_{int} = 20,1 + \frac{1}{m_{int}} \cdot (y - 19,1)$$

$$\text{Recta exterior: } x_{ext} = 32,5 + \frac{1}{m_{ext}} \cdot (y - 19,1)$$

Donde (y - 19,1) coincide con la longitud de la sección de influencia 2 cambiada de signo (- L_{ar1}).

$$\text{Recta interior: } x_{int} = 20,1 + \frac{1}{m_{int}} \cdot (-L_{ar1})$$

$$\text{Recta exterior: } x_{ext} = 32,5 + \frac{1}{m_{ext}} \cdot (-L_{ar1})$$

Obteniendo como resultado:

$$D_{int,bi2} = 39,22 \text{ mm} = D_{int,bs3}$$

$$D_{ext,bi2} = 46,50 \text{ mm} = D_{ext,bs3}$$

Las acotaciones de la geometría se presentan a continuación en la figura 3-13. Las cotas están en milímetros.

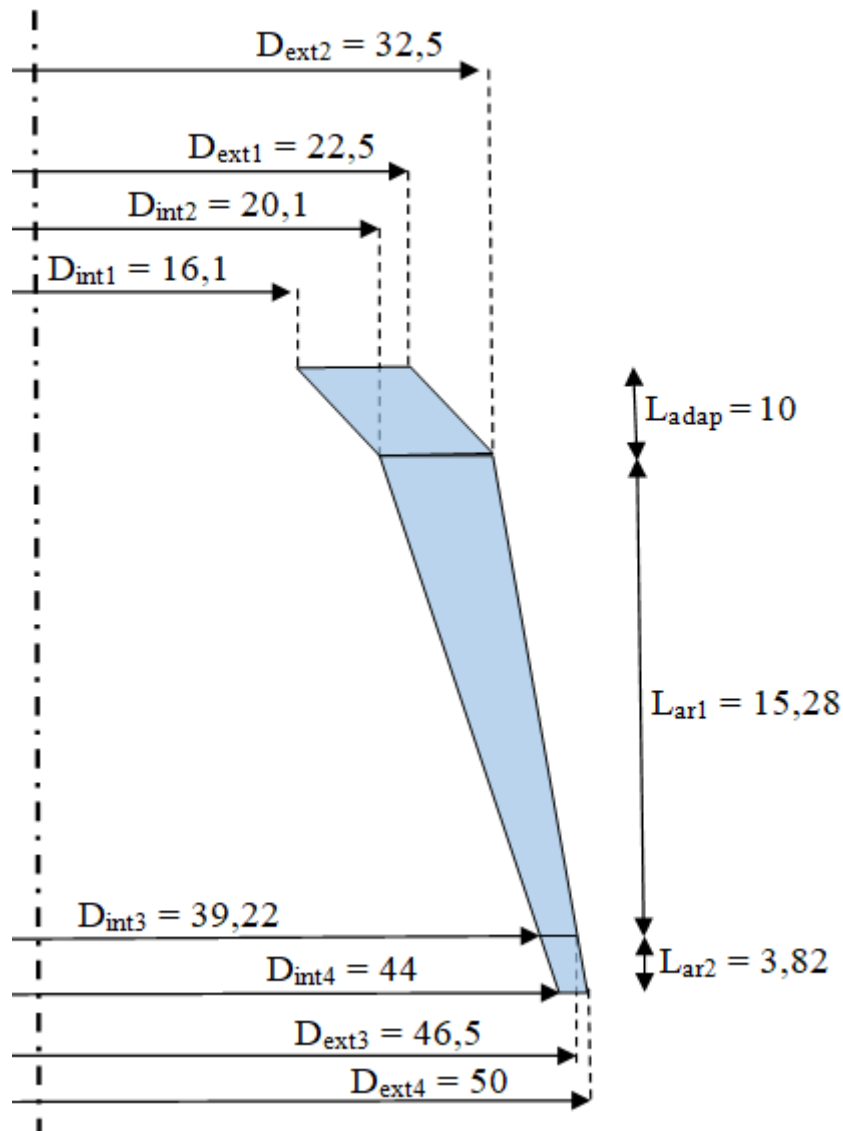


Figura 3-13 - Esquema de cotas de la geometría del sistema.

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta la simplificación comentada, se realizan los siguientes cálculos:

- Adaptador.

Atendiendo a las acotaciones de la figura 3-13 se tienen los siguientes parámetros geométricos:

$$D_{int}^{eq} = \frac{D_{int1} + D_{int2}}{2} = \frac{16,1 + 20,1}{2} = 18,1 \text{ mm}$$

$$D_{ext}^{eq} = \frac{D_{ext1} + D_{ext2}}{2} = \frac{22,5 + 32,5}{2} = 27,5 \text{ mm}$$

La longitud de la sección de influencia es 10 mm.

La rigidez del tronco de cono es, por tanto:

$$\frac{E \cdot \pi \cdot [(D_{ext}^{eq})^2 - (D_{int}^{eq})^2]}{4 \cdot L} = \frac{210 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (27,5^2 - 18,1^2)}{4 \cdot 10} = 7,07 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Acoplador roscado (Tornillo, 4/5).

Se aplica la misma aproximación que para el adaptador, pero con las dimensiones del tronco de cono hueco 2.

$$D_{int}^{eq} = \frac{D_{int1} + D_{int2}}{2} = \frac{39,22 + 20,1}{2} = 29,66 \text{ mm}$$

$$D_{ext}^{eq} = \frac{D_{ext1} + D_{ext2}}{2} = \frac{46,5 + 32,5}{2} = 39,5 \text{ mm}$$

La longitud de la sección de influencia es 15,28 mm.

La rigidez de los dos primeros tercios del acoplador roscado es, por tanto:

$$\frac{E \cdot \pi \cdot [(D_{ext}^{eq})^2 - (D_{int}^{eq})^2]}{4 \cdot L} = \frac{210 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (39,5^2 - 29,66^2)}{4 \cdot 15,28} = 7,35 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

- Acoplador roscado (Casquillo, 1/5).

La sección de influencia 4 tiene forma distinta a la de un tronco de cono. Al comparar la sección con la del tronco de cono ideal se puede observar que es ligeramente superior a 2/3 de éste, por lo que se aplicará un factor de forma de 3/4.

$$D_{int}^{eq} = \frac{D_{int1} + D_{int2}}{2} = \frac{39,22 + 44}{2} = 41,61 \text{ mm}$$

$$D_{ext}^{eq} = \frac{D_{ext1} + D_{ext2}}{2} = \frac{46,5 + 50}{2} = 48,25 \text{ mm}$$

La longitud de la sección de influencia es 3,82 mm.

La rigidez del cilindro equivalente al tronco de cono ideal es:

$$\frac{E \cdot \pi \cdot [(D_{ext}^{eq})^2 - (D_{int}^{eq})^2]}{4 \cdot L} = \frac{210 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot (48,25^2 - 41,61^2)}{4 \cdot 3,82} = 2,58 \cdot 10^7 \text{ N/mm}$$

Con este último cálculo se puede proceder al reparto de las rigideces según la figura 3-11 mostrada anteriormente. La rigidez equivalente del grupo del tornillo será:

$$k_t^{eq} = \left(\frac{1}{k_T} + \frac{2}{k_{adaptador}} + \frac{2}{k_{cr4/5}} \right)^{-1} = 0,30 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Y la del grupo del casquillo será:

$$k_c^{eq} = \left(\frac{1}{k_T} + \frac{2}{k_{cr1/5}} \right)^{-1} = 2,26 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

La rigidez equivalente del casquillo respecto al tornillo será:

$$K_c = \frac{k_c^{eq}}{k_c^{eq} + k_T^{eq}} = \frac{2,26 \cdot 10^6}{2,26 \cdot 10^6 + 0,30 \cdot 10^6} = 0,8825$$

Y la rigidez equivalente del tornillo respecto al casquillo será:

$$K_T = 1 - K_c = 0,1175$$

Esto quiere decir que, según la estimación, si se aplica una carga de 10 kN con la máquina, el casquillo se llevaría 8,8 kN aproximadamente y el tornillo 1,2 kN.

3.3.3 Método experimental: Ensayo de rigidez

El ensayo de rigidez consiste en realizar cargas de distinto valor creciente pasando por cero en cada paso. Este procedimiento se realiza cuatro veces para asegurar los resultados tomando como resultado final la media de los cuatro. Para ello se emplea la máquina Instron y todas las componentes del ensayo por lo que antes es necesario hacer el montaje de dichos componentes del sistema.

Para controlar la máquina Instron se utiliza la consola mostrada en la figura 3-14. Los menús utilizados para el ensayo de calibración son 'Position' y 'Load'. En el menú 'Position' se pueden mover los pistones tanto a través de la consola como con la botonera de la propia máquina. En el menú 'Load' se asignará el valor de la carga deseada para que la máquina la ejecute. Antes de utilizar la máquina es preciso conectar el grupo de presión del laboratorio y que la propia máquina se autocalibre. Mientras tanto se conecta el SANEI a la red y al ratón.



Figura 3-14 - Consola Instron.

Fuente: Elaboración propia.

Tras estos pasos previos se comienza con el montaje del sistema de ensayo. En primer lugar, hay que asegurarse de que las mordazas sean planas, de lo contrario habría que cambiarlas. Luego, para asegurar con precisión la verticalidad del sistema, se sitúa un plato sobre la mordaza inferior y sobre dicho plato se sitúan el cilindro y la pala roscada al mismo. Dicha disposición viene presentada en la figura 3-15.



Figura 3-15 - Paso 1 del montaje: Cilindro y pala sobre plato.

Fuente: Elaboración propia.

Luego, se eleva la mordaza superior y se enrosca el sistema sobre el que se ha realizado el apriete, es decir, los acopladores roscados, los adaptadores, el casquillo, el tornillo y la tuerca. Hay que prestar atención al cableado del casquillo para que no se tense y para que no se despeguen las galgas.



Figura 3-16 - Paso 2 del montaje: Ajuste del sistema intermedio.

Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente, se sitúan el cilindro y la pala inferiores sobre el plato. Observando dónde se inician los filetes tanto del acoplador roscado como del cilindro se facilita el enroscamiento de éstos. La situación resultante se muestra en la figura 3-17.



Figura 3-17 - Paso 3 del montaje: Sistema montado con mordaza inferior abierta.

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se mueve la mordaza inferior hasta atrapar a la pala y con la protección de carga de 1 kN seleccionada en la consola Instron, se cierra la mordaza inferior.



Figura 3-18 - Paso 4 del montaje: Cierre de la mordaza inferior.

Fuente: Elaboración propia.

Tras cada etapa del proceso se anotan valores de la célula de carga de la máquina de ensayo y de los canales del SANEI para tener control sobre la carga que sufre la unión. No se han comentado con detalle porque los cambios que sufre el apriete del tornillo son dos órdenes de magnitud menores a la carga de apriete.

Se comentan a continuación los detalles del ensayo. Para ello conviene basarse en la tabla 3-7 presentada a continuación:

Apriete inicial	F máquina [kN]	Canal 2 [V]	Canal 3 [V]	F casquillo [kN]	Δ Casquillo	%Casquillo	Δ Tornillo	F tornillo total (trac)	Cmp Sum F	Canal 2 [V]	Canal 3 [V]	Apriete [kN] al volver a cero
118,99	0,00	2,40	3,21	118,99	0,00		0,00	118,99	0,00	2,40	3,21	118,99
118,99	10,00	2,22	2,94	109,47	9,52	0,95	0,48	119,47	10,00	2,40	3,21	118,99
118,99	20,00	2,01	2,69	99,68	19,30	0,97	0,70	119,68	20,00	2,39	3,21	118,76
118,76	30,00	1,80	2,43	89,70	29,07	0,97	0,93	119,70	30,00	2,39	3,19	118,36
118,36	40,00	1,57	2,19	79,67	38,68	0,97	1,32	119,67	40,00	2,39	3,19	118,36
118,36	50,00	1,35	1,96	70,07	48,28	0,97	1,72	120,07	50,00	2,38	3,18	117,93
117,93	60,00	1,12	1,71	59,85	58,08	0,97	1,92	119,85	60,00	2,37	3,18	117,71
117,71	70,00	0,90	1,48	50,25	67,46	0,96	2,54	120,25	70,00	2,36	3,19	117,69
117,69	80,00	0,69	1,26	41,08	76,61	0,96	3,39	121,08	80,00	2,35	3,19	117,46
117,46	90,00	0,50	1,01	31,74	85,72	0,95	4,28	121,74	90,00	2,35	3,18	117,26
117,26	0,00	2,35	3,18	117,26	0,00		0,00	117,26	0,00	2,35	3,18	117,26
117,26	10,00	2,18	2,88	107,35	9,91	0,99	0,09	117,35	10,00	2,35	3,18	117,26
117,26	20,00	1,98	2,66	98,40	18,86	0,94	1,14	118,40	20,00	2,35	3,18	117,26
117,26	30,00	1,77	2,41	88,62	28,64	0,95	1,36	118,62	30,00	2,35	3,18	117,26
117,26	40,00	1,55	2,18	79,02	38,24	0,96	1,76	119,02	40,00	2,35	3,18	117,26
117,26	50,00	1,32	1,95	69,20	48,06	0,96	1,94	119,20	50,00	2,35	3,17	117,06
117,06	60,00	1,10	1,70	59,19	57,86	0,96	2,14	119,19	60,00	2,35	3,17	117,06
117,06	70,00	0,89	1,47	49,82	67,24	0,96	2,76	119,82	70,00	2,35	3,17	117,06
117,06	80,00	0,69	1,25	40,87	76,18	0,95	3,82	120,87	80,00	2,35	3,16	116,85
116,85	90,00	0,49	1,02	31,72	85,13	0,95	4,87	121,72	90,00	2,36	3,16	117,08
117,08	0,00	2,36	3,16	117,08	0,00		0,00	117,08	0,00	2,36	3,16	117,08
117,08	10,00	2,18	2,88	107,35	9,72	0,97	0,28	117,35	10,00	2,36	3,17	117,28
117,28	20,00	1,98	2,65	98,20	19,08	0,95	0,92	118,20	20,00	2,36	3,17	117,28
117,28	30,00	1,77	2,41	88,62	28,66	0,96	1,34	118,62	30,00	2,36	3,17	117,28
117,28	40,00	1,55	2,17	78,82	38,46	0,96	1,54	118,82	40,00	2,36	3,16	117,08
117,08	50,00	1,33	1,94	69,22	47,86	0,96	2,14	119,22	50,00	2,36	3,16	117,08
117,08	60,00	1,11	1,70	59,42	57,66	0,96	2,34	119,42	60,00	2,36	3,17	117,28
117,28	70,00	0,89	1,47	49,82	67,46	0,96	2,54	119,82	70,00	2,36	3,17	117,28
117,28	80,00	0,69	1,24	40,67	76,61	0,96	3,39	120,67	80,00	2,35	3,17	117,06
117,06	90,00	0,49	1,01	31,52	85,54	0,95	4,46	121,52	90,00	2,36	3,15	116,87

Tabla 3-7 - Tabla del ensayo rigidez

Fuente: Elaboración propia.

El apriete inicial tomado es el dado en el ensayo de apriete anterior tras hacer la equivalencia del voltaje que marcaban los canales del SANEI. Por ello antes de realizar este ensayo fue necesaria la calibración del casquillo.

La fuerza de la máquina es la carga de tracción que se le da como entrada a la Instron a través de su consola. El principal motivo de este ensayo es obtener el porcentaje de carga de la máquina que se llevan el casquillo y el tornillo.

Los canales marcan en todo momento la fuerza de compresión a la que está sometido el casquillo. Al aplicar la fuerza de tracción el casquillo disminuirá su carga de compresión por lo que los canales marcarán un voltaje menor que el marcado cuando se tiene solo el apriete. Para obtener la fuerza en [kN] se aplican los coeficientes de transformación obtenidos de la calibración.

Se ha denominado Δ Casquillo a la parte de la fuerza de la máquina que se emplea en descomprimir el casquillo y Δ Tornillo a la parte de la fuerza de la máquina que se emplea en traccionar el tornillo. Los valores se obtienen a través de la siguiente fórmula:

$$\Delta \text{Casquillo} = \text{Apriete} - F. \text{Casquillo}(\text{canales})$$

$$\Delta \text{Tornillo} = F. \text{Máq} - \Delta \text{Casquillo} = F. \text{Máq} - \text{Apriete} + F. \text{Casquillo}(\text{canales})$$

El cociente entre $\Delta\text{Casquillo}$ y la fuerza de la máquina determina el tanto por ciento (en la tabla 3-7 expresado como tanto por uno) de la fuerza aplicada que se lleva el casquillo. Esto es la K_c de la estimación analítica.

La fuerza del tornillo será la suma del apriete y el $\Delta\text{Tornillo}$:

$$F.\text{Tornillo} = \text{Apriete} + \Delta\text{Tornillo} = F.\text{Máq} + F.\text{Casquillo}(\text{canales})$$

La columna “*Cmp Sum F*” representa la suma de $\Delta\text{Casquillo}$ y $\Delta\text{Tornillo}$, que ha de ser igual a la fuerza de la máquina.

Finalmente, se vuelve a 0 kN de carga para actualizar el apriete del que se parte para la próxima carga, la cual será 10 kN mayor que la anterior. Esta vuelta a cero es muy importante para los resultados ya que, como se ha podido observar, el apriete juega un papel muy importante en las variables del problema.

Es conveniente destacar que hay que esperar a que la célula de carga llegue al valor indicado en la consola con el menor error posible. También se debe actuar así con los canales del SANEI. Teniendo en cuenta estos detalles se puede observar que los resultados obtenidos tienen una alta repetibilidad por lo que parece que representan la realidad con bastante exactitud.

En la tabla 3-7 mostrada anteriormente solo se aprecian 3 repeticiones de las escaleras de carga, pero se realizan 4 para cada ensayo de rigidez. No se ha mostrado en la tabla para que los números fueran legibles en este documento.

Se realizaron 4 ensayos de rigidez para dos casquillos distintos para confirmar los resultados y finalmente se llegaron a las siguientes conclusiones:

La rigidez del casquillo es demasiado alta respecto a la del tornillo. Esto implica que, de la carga aplicada, el tornillo sufre tan solo un 3%. Esto provoca diversas complicaciones. Entre ellas está la de que a partir de los 120 kN aproximadamente, los canales marcarán voltaje nulo, lo que significaría que se produce el despegue de la unión, anulando por completo el ensayo. Por lo que no se podrían alcanzar nunca los 120 kN, pero si el tornillo solo sufre el 3% de la carga, tendría vida infinita aún con dicha carga de 120 kN. Se necesita que el tornillo tome un porcentaje mayor de la carga introducida por la máquina.

Esta problemática es probable que haya aparecido debido a la reutilización del utillaje usado para los ensayos de métrica M20. La inclusión de los adaptadores no ha ayudado ya que aporta rigidez en serie al tornillo (disminuye la rigidez) y además alarga la longitud del tramo roscado del tornillo (disminuye la rigidez). Para conseguir disminuir la rigidez equivalente del casquillo y aumentar la del tornillo se rediseñan distintos elementos del montaje.

4 REDISEÑO DEL UTILLAJE

La persistencia es muy importante. No debes renunciar a menos que te veas obligado a renunciar.

- Elon Musk -

En este apartado se comentan los aspectos modificados en el utillaje de ensayo necesarios para disminuir la rigidez equivalente del casquillo y aumentar la del tornillo.

4.1. Casquillo

Se rediseñará el casquillo instrumentado para disminuir su sección. Actualmente, la sección es de 450 mm² y se quiere disminuir a un valor cercano a 160 mm² ya que la sección resistente de la rosca del tornillo M16 es 157 mm². Sin embargo, la disminución de la sección afecta negativamente a la resistencia y al pandeo. Deberá analizarse, por tanto, el comportamiento de la lámina cilíndrica.

El material para la fabricación será acero F127 cuyas propiedades mecánicas principales se presentaron anteriormente en el apartado de diseño del adaptador. La tensión de rotura a tracción mínima es 1000 y la tensión de fluencia mínima 800 MPa.

Estos datos son necesarios para la explicación de la hoja Excel programada para el rediseño del utillaje. Dicha hoja Excel se comenta en el apartado “Combinación de requerimientos”.

4.2. Acopladores roscados

Los acopladores roscados se modificarán de modo que el diámetro interior sea el diámetro nominal del tornillo (16 mm). De este modo no se necesitarán adaptadores. Como los adaptadores están en serie, dicha no utilización de adaptadores aumentará la rigidez de los tornillos ya que se tiene un elemento menos en serie. Se puede observar fácilmente si se observa la fórmula de la rigidez equivalente de elementos en serie:

$$k_{eq} = \frac{1}{\sum \frac{1}{k}}$$

Cualquier elemento añadido será un sumando en el denominador por lo que disminuirá la rigidez equivalente. Al eliminar los adaptadores se está haciendo menor dicho denominador por lo que está aumentando la rigidez equivalente del tornillo.

El hecho de eliminar los adaptadores también disminuirá la longitud del tramo roscado que queda entre la tuerca y la cabeza del tornillo. Esto implicará también un aumento de la rigidez del tornillo, ya que es inversamente proporcional a la longitud.

Además, si durante el rediseño del casquillo se modifica el diámetro interno del mismo, también se tendrá que rediseñar el saliente del acoplador roscado donde se encaja.

Otro aspecto a tener en cuenta es la dimensión de la ranura inferior. Debe caber el vaso corto de llave dinamométrica para el apriete y debe tener la profundidad adecuada para que la tuerca puede apoyar sobre el acoplador roscado manteniendo el contacto con la rosca del tornillo.

Finalmente, el resto de las dimensiones del acoplador roscado han de permanecer igual ya que tienen que seguir ajustándose a los cilindros. Para cuadrar las dimensiones de los acopladores roscados se acude de nuevo a la representación en *Solidworks*.

Para el caso de los acopladores roscados la tensión no es un aspecto crítico ya que sus dimensiones son, de largo, suficientes para admitir la carga del ensayo sin sufrir plastificación ni pandeo.

4.3. Combinación de requerimientos

Para relacionar todos los requerimientos de las piezas que conforman el utillaje se ha programado una hoja Excel. En dicha hoja Excel se han relacionado todas las celdas de modo que cualquier modificación afecte al resto.

A continuación, se explica la hoja Excel y los requerimientos definidos por partes. Las capturas de la hoja Excel que se presentan contienen los datos originales, antes del rediseño, por lo que la rigidez resulta insuficiente. Una vez explicados los distintos campos, se expondrán los resultados finales del rediseño.

4.3.1 Requerimientos de resistencia del tornillo

El primer objetivo de los ensayos es determinar la curva SN de vida a fatiga de la unión. El primer punto de la curva SN es aquel caracterizado por una vida de 1000 ciclos. Para ello, normalmente, se precisa una tensión igual al 90% de la tensión de rotura.

La tensión de rotura del tornillo al ser calidad 10.9 es de 1000 MPa y el límite elástico un 90% del mismo, es decir, 900 MPa. La tensión para 10^3 ciclos se estimó en 800 MPa con el gráfico del libro *Mechanical Engineering Design 8 E d – Shigley* [19] en el apartado “Justificación de la necesidad de la rigidez”.

La tensión en el tornillo debida al apriete se obtiene dividiendo la fuerza de apriete entre la sección efectiva del tornillo:

$$\sigma_{apriete} = \frac{F}{A_t} = \frac{112 \cdot 10^3 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 713,4 \text{ MPa}$$

Para llegar a los 900 MPa serán necesarios 186,6 MPa adicionales obtenidos a partir de la máquina. Dicha tensión necesaria traducida a fuerza multiplicando por la sección efectiva del tornillo son 29,3 kN.

La máxima fuerza aplicable en la máquina debe ser menor a los 112 kN/K_c para que no se produzca el despegue del casquillo. Sin embargo, se utiliza 105 para estar del lado de la seguridad. Si de dicha cantidad, el tornillo ha de llevarse 29,3 kN, mínimo se requiere un porcentaje de rigidez equivalente del tornillo de:

$$K_{eq}^t \geq \frac{29,3}{105} = 0,279$$

Además, la fuerza de apriete debe conllevar un momento torsor menor que 250 Nm para poder utilizar la misma llave dinamométrica. En caso de superarse dicho valor sería necesario utilizar otra llave dinamométrica. Para el cálculo del momento torsor resultante se usa la fórmula aplicada en el apartado “Cálculo aproximado del par de apriete” anteriormente.

Esta sección está representada en el Excel en la siguiente sección:

Datos del tornillo		E_acero[Mpa]	210000
A [mm ²]	157		
Su_t [Mpa]	1000		
S (N=mm)	800		
La tensión para vida mínima será la rotura por 0,9 aprox. para vida de 10 ³ ciclos aprox. Dicha tensión puede disminuirse si se toma rango menor de la curva SN a determinar			
Apriete máximo			
Fap_max [kN]	112	Solo se podrá tirar 105 kN aprox. con la máquina	
Tap_max [Nm]	244,61565	Max Fmáq	105
El torsor max ha de ser menor a 250 por la llave dinamométrica			
		Tensión en tornillo con apriete [Mpa]	713,375796
		Tensión necesaria para rotura tornillo [Mpa]	86,6242038
		Fuerza necesaria en tornillo para rotura [kN]	13,6
		% Rigidez equivalente tornillo necesaria	0,12952381
Datos del cálculo de rigideces		Comprobación de rigidez	
K _c casquillo	0,8825	Insuficiente	
K _t tornillo	0,1175		

Tabla 4-1 - Requerimientos de resistencia del tornillo para rediseño.

Fuente: Elaboración propia.

4.3.2 Requerimientos del casquillo

En cuanto a resistencia y rigidez la sección del casquillo es el parámetro más importante. Se busca disminuir la sección para disminuir la rigidez, pero esto hará que la resistencia sea menor y plastifique antes.

Sin embargo, el espesor también será importante para que el casquillo no pandee. Finalmente, el diámetro exterior del casquillo debe tener la menor curvatura posible para poder pegar las galgas extensométricas y que midan sin error.

La longitud puede modificarse teniendo en cuenta que, si se aumenta, disminuirá la rigidez y aumentará las posibilidades de que pandee, por lo que habrá que analizar cuidadosamente la resistencia a pandeo.

La rigidez del casquillo se calcula del siguiente modo:

$$k_{casquillo} = \frac{E \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}{4 \cdot L}$$

La resistencia del casquillo para no plastificar consiste en que la tensión que sufre (F/A) sea menor que la tensión de fluencia. Sin embargo, por seguridad, se toman 600 MPa de tensión máxima admisible en lugar de los 800 MPa que el certificado del material F127 determina. Por lo tanto:

$$\sigma_{max,adm} = \frac{F/A}{f_y'} = \frac{\frac{112}{\frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4}}}{600} = \frac{4 \cdot 112}{600 \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}$$

Por último, debe realizarse la comprobación del pandeo del casquillo. En la práctica, al estar acostumbrados al estudio de secciones de vigas, se tiende a pensar que se deben realizar dos comprobaciones, la de pandeo global y la de pandeo local. Sin embargo, en láminas cilíndricas no se tienen secciones, por lo que el pandeo global y el local no son dos acepciones válidas; simplemente se habla de pandeo. Dicho pandeo será parecido al pandeo global de una viga si la relación de aspecto de la lámina cilíndrica (L/R) es muy elevada. De lo contrario, el pandeo de la lámina será parecido a la abolladura local del alma de la sección de una viga. Dicho pandeo se denomina pandeo axisimétrico o asimétrico según si los desplazamientos son constantes en cada sección circunferencial o si se forman ondas en dirección axial y circunferencial respectivamente.

Para la comprobación del pandeo de una lámina cilíndrica (casquillo) sometida solo a esfuerzo meridional se siguen las indicaciones del Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12].

4.3.2.1 Eurocódigo 3

El Eurocódigo 3 permite obviar la comprobación de pandeo si se cumple la siguiente relación:

$$\frac{r}{t} \leq 0,16 \cdot \left(\frac{E}{f_y} \right)^{0,67}$$

Donde 'E' es el Módulo de Young, 'f_y' es el límite elástico del material, 'r' es el radio de la superficie media de la lámina y 't' es el espesor de la lámina.

Si dicha relación no se da se debe proseguir con el procedimiento que se expone a continuación.

Determinación de la carga aplicada:

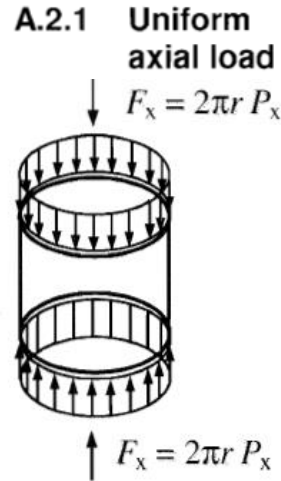


Figura 4-1 - Esquema de la carga aplicada sobre el casquillo.

Fuente: Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12].

La carga es axial y uniforme. Las tensiones de compresión máximas generadas por dicha carga son:

$$\sigma_{x,Ed} = \frac{F_{apriete}}{A} = \frac{F_{apriete}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2)}$$

Determinación de la resistencia de pandeo:

$$\sigma_{x,Rd} = \frac{\sigma_{x,R}}{\gamma_{M1}} = \frac{\chi_x \cdot f_y}{\gamma_{M1}} \quad \text{con } \gamma_{M1} = 1,1$$

Donde ' χ_x ' es el factor de reducción de pandeo meridional y ' γ_{M1} ' es el coeficiente de minoración de la resistencia.

Como no existen en este caso más esfuerzos, una vez determinado el factor de reducción de pandeo meridional, basta con comparar el valor de la tensión de resistencia de pandeo con el de la tensión aplicada tal que:

$$\text{Si } \frac{\sigma_{x,Ed}}{\sigma_{x,Rd}} \leq 1 \text{ la lámina cilíndrica no pandea.}$$

Determinación del factor de reducción de pandeo meridional:

La expresión del factor de reducción de pandeo meridional puede ser una u otra según la relación de esbelteces que se dé:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \chi = 1 & \text{si } \bar{\lambda}_x \leq \bar{\lambda}_{0x} \\ \chi = 1 - \beta \left(\frac{\bar{\lambda}_x - \bar{\lambda}_{0x}}{\bar{\lambda}_p - \bar{\lambda}_{0x}} \right)^\eta & \text{si } \bar{\lambda}_{0x} < \bar{\lambda}_x < \bar{\lambda}_p \\ \chi = \frac{\alpha}{\bar{\lambda}_x} & \text{si } \bar{\lambda}_x \geq \bar{\lambda}_p \end{array} \right\}$$

Donde:

' $\bar{\lambda}_x$ ' es la esbeltez relativa al límite plástico.

' α ' es el factor de reducción por imperfección elástica.

' β ' es el factor de rango plástico.

' η ' es el exponente de interacción.

' $\bar{\lambda}_{0x}$ ' es la esbeltez relativa de apriete.

' $\bar{\lambda}_p$ ' es la esbeltez relativa a la lámina ante tensión meridional.

A continuación, se detalla el procedimiento de cálculo de los parámetros.

$$\bar{\lambda}_x = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{x,Rcr}}}$$

Donde ' $\sigma_{x,Rcr}$ ' es la tensión crítica de pandeo meridional.

La tensión crítica de pandeo meridional atiende a la siguiente ecuación:

$$\sigma_{x,Rcr} = 0,695 \cdot E \cdot C_x \cdot \frac{t}{r}$$

Donde C_x depende del valor del parámetro de longitud ' ω '.

$$\omega = \frac{L}{\sqrt{r \cdot t}}$$

$$C_x = 1,36 - \frac{1,83}{\omega} + \frac{2,07}{\omega} \quad \text{si } \omega < 1,7 \text{ (corto)}$$

$$C_x = 1,0 \quad \text{si } 1,7 \leq \omega \leq 0,5 \cdot \frac{r}{t} \text{ (medio)}$$

$$C_x = \max\left(0,60 ; 1 + \frac{0,2}{C_{xb}} \cdot \left[1 - 2\omega \cdot \frac{t}{r}\right]\right) \quad \text{si } \omega > 0,5 \cdot \frac{r}{t} \text{ (largo)}$$

Donde C_{xb} depende de las condiciones de contorno según la siguiente tabla:

Table D.1: Parameter C_{xb} for the effect of boundary conditions on the elastic critical meridional buckling stress in long cylinders

Case	Cylinder end	Boundary condition	C_{xb}
1	end 1 end 2	BC 1 BC 1	6
2	end 1 end 2	BC 1 BC 2	3
3	end 1 end 2	BC 2 BC 2	1

Tabla 4-2 - Determinación del parámetro C_{xb} según las condiciones de contorno.

Fuente: Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12].

Las condiciones de contorno posibles vienen en la tabla 4-3:

Boundary condition code	Simple term	Description	Normal displacement s	Meridional displacements	Meridional rotation
BC1r	Clamped	radially restrained meridionally restrained rotation restrained	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi = 0$
BC1f		radially restrained meridionally restrained rotation free	$w = 0$	$u = 0$	$\beta_\phi \neq 0$
BC2r		radially restrained meridionally free rotation restrained	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi = 0$
BC2f	Pinned	radially restrained meridionally free rotation free	$w = 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi \neq 0$
BC3	Free edge	radially free meridionally free rotation free	$w \neq 0$	$u \neq 0$	$\beta_\phi \neq 0$
NOTE: The circumferential displacement v is closely linked to the displacement w normal to the surface, so separate boundary conditions are not identified for these two parameters (see (4)) but the values in column 4 should be adopted for displacement v .					

Tabla 4-3 - Posibles condiciones de contorno de láminas cilíndricas.

Fuente: Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12].

El casquillo meridionalmente está claramente restringido. Además, la fuerza de fricción que es necesario superar para desplazarse en circunferencial o radialmente es igual al coeficiente de fricción acero – acero multiplicado por la fuerza máxima de apriete (112 kN). Dicho valor es muy alto por lo que se asume que también está restringido circunferencial y radialmente. Esto implica un código De condición de contorno BC1r.

Atendiendo a la tabla 4-2, por tanto, del parámetro $C_{xb} = 6$.

El factor de reducción por imperfección elástica ' α ' atiende a la siguiente fórmula:

$$\alpha = \frac{0,62}{1 + 1,9 \cdot (\Delta w_k / t)^{1,44}}$$

Donde:

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{r}{t}}$$

Donde a su vez Q es el parámetro de calidad de fabricación ante compresión meridional. Su valor se obtiene de la siguiente tabla:

Table D.2: Values of fabrication quality parameter Q

Fabrication tolerance quality class	Description	Q
Class A	Excellent	40
Class B	High	25
Class C	Normal	16

Tabla 4-4 - Valores del parámetro de calidad de fabricación Q.

Fuente: Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12].

La clase de la lámina cilíndrica se obtiene midiendo varios diámetros de este y comparando su valor. La norma aplicada está pensada para láminas cilíndricas de diámetros grandes como los utilizados en los tanques de líquidos, las cuales suelen estar fabricadas por métodos distintos al mecanizado y pueden presentar diferencias significativas en las medidas de distintos diámetros. El casquillo que nos ocupa está fabricado a través de mecanizado por lo que se asume que la clase será A y, por tanto, el valor del parámetro Q será igual a 40.

Al factor de rango plástico ‘ β ’ se le da un valor directamente de 0,60.

Al exponente de interacción ‘ η ’ se le da un valor directamente de 1,0.

A la esbeltez relativa de apriete ‘ $\bar{\lambda}_{0x}$ ’ se le da un valor directamente de 0,2.

La esbeltez relativa a la lámina ante tensión meridional responde a la siguiente fórmula:

$$\bar{\lambda}_p = \sqrt{\frac{\alpha}{1 - \beta}}$$

Con todo ello es posible realizar la comprobación de la lámina cilíndrica a pandeo según el Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12]. Esta comprobación y las anteriores se han introducido en sección de la hoja Excel que se presenta a continuación en la tabla 4-5.

Datos del casquillo		El diámetro exterior no puede ser muy pequeño para que puedan pegarse las galgas. Poca curvatura.		Datos de resistencia del casquillo son del material ACERO F127				
D int [mm]	44							
D ext [mm]	50							
Espesor [mm]	3	Comprobación de resistencia						
Sección [mm ²]	442,9656	S_max_ap [Mpa]	252,8413	Admisible				
Longitud [mm]	34	Si r/t es <= 0,16*((E/fy)^0,67) no tengo que comprobar pandeo				7,8333333	¿<=?	6,6824639
Su_casq [Mpa]	1000	Comprobación de pandeo		Comprobar				
Sy_casq [Mpa]	800	S_max_ap [MPa]	252,8413	Admisible				
S_admisible_resist [Mpa]	600							
Radio medio r [mm]	23,5	ox,Rd adm [MPa]	717,7679					
Plastic range factor β	0,6							
Parámetro de calidad Q	40	Mecanizado, clase A						
Amplitud imperfección Δwk	0,209910695	Param Cxb	6	Por CC tipo BC1 en ambos lados				
Factor imperfecciones α	0,595313787	Cx corto	1,034316					
Squash limit slenderness λx0	0,2	Cx medio	1					
Exponente de interacción	1	Cx largo	0,9988709					
Tensión de pandeo merid critica ox,Rcr	16200,83518							
Cx	0,998870856	λx	0,2222165	kcasquillo [N/mm ²]	2,74E+06			
Parámetro de longitud ω	4,049341072	λp	1,2199526					
χ	0,986930867							

Existen dos metodologías más para la comprobación de pandeo. Las formas alternativas al uso del Eurocódigo 3 son la aplicación de los valores analíticos en láminas a pandeo. Dicha aplicación puede realizarse tanto con un análisis de elementos finitos como utilizando la resolución de Batdorf [13] para la resolución de las ecuaciones que determinan la tensión crítica de pandeo de una lámina cilíndrica sometida a compresión axial con sus extremos simplemente apoyados.

Es importante destacar que las predicciones del Eurocódigo 3 están del lado de la seguridad respecto de las predicciones analíticas. Generalmente, conforme se aumenta la esbeltez del cuerpo, menor es la diferencia entre los criterios analíticos y el del Eurocódigo 3.

4.3.2.2 Ecuaciones de Batdorf

La expresión de la tensión crítica de pandeo de la lámina cilíndrica que expone Batdorf [13] es:

$$\sigma_{cr} = K_c \cdot \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^2$$

Donde K_c es el factor de pandeo para el caso de un cilindro sometido a compresión axial con los extremos simplemente apoyados. Su expresión es la siguiente:

$$K_c = \frac{(m^2 + \beta^2)^2}{m^2} + \frac{12 \cdot Z^2 \cdot m^2}{\pi^2 \cdot (m^2 + \beta^2)}$$

Donde:

El parámetro ‘m’ representa el número de semiondas del modo de pandeo en dirección longitudinal.

El parámetro adimensional ‘Z’ es el factor de forma, el cual permite distinguir entre cilindros cortos y medios. La fórmula para su cálculo es:

$$Z = \frac{L^2}{r \cdot t} \cdot \sqrt{1 - \nu^2}$$

Finalmente, el parámetro ‘β’ es igual a L/λ donde ‘λ’ es la semilongitud de onda de pandeo en dirección circunferencial.

La aplicación de estas ecuaciones para la obtención de K_c parece complicada, pero para su uso se cuenta con una tabla cuya expresión analítica es la siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_c = 1 + \frac{12 \cdot Z^2}{\pi^4} \quad \text{si } Z < \frac{\pi^2}{2\sqrt{3}} = 2,85 \\ K_c = \frac{4 \cdot Z \cdot \sqrt{3}}{\pi^2} \quad \text{si } Z \geq \frac{\pi^2}{2\sqrt{3}} = 2,85 \end{array} \right\}$$

Una vez obtenido el valor del factor de pandeo ‘ K_c ’ tras el cálculo del factor de forma ‘Z’ se puede obtener directamente el valor de la tensión crítica de pandeo ‘ σ_{cr} ’ con la expresión expuesta anteriormente. La resolución numérica se presenta en el apartado “Rediseño y comprobación”, donde ya se utilizan las dimensiones del rediseño.

4.3.2.3 Método de los Elementos Finitos

El último método comentado para el cálculo de la tensión crítica de pandeo de una lámina cilíndrica es utilizar el Método de los Elementos Finitos.

Primero es preciso diseñarla geometría de una lámina cuyo radio es el radio medio del casquillo. Luego, se carga con 1 N/m de fuerza distribuida en la arista superior y se fijan sus las aristas según las condiciones de contorno del problema.

Tras la resolución, se obtendrá un factor de pandeo tal que si se multiplica la carga aplicada (1 N/m) por dicho factor, se obtiene la carga crítica distribuida [N/m] de pandeo del casquillo.

Para obtener la tensión crítica de pandeo hay que dividir por el espesor de la lámina 't'. Es decir:

$$\text{Carga crítica distribuida} \equiv P_{cr} = \text{Factor de pandeo} \cdot 1 \frac{N}{m}$$

$$\text{Tensión crítica} \equiv \sigma_{cr} \left[\frac{N}{m^2} \right] = \frac{P_{cr}}{t}$$

El modelo realizado y los resultados obtenidos se muestran en el apartado “Rediseño y comprobación”.

De las tres comprobaciones, la más restrictiva es la del Eurocódigo 3 ya que las normas siempre son más conservativas. Las otras dos comprobaciones son analíticas y aplican de la forma más exacta posible las ecuaciones que gobiernan la física el problema por lo que el resultado de ambas ha de ser parecido.

4.3.3 Requerimientos del acoplador roscado

Para el rediseño del acoplador roscado no es necesario comprobar su resistencia ya que estaba diseñado para cargas mayores y este rediseño no hará más que engrosar algunas de sus dimensiones. Sin embargo, geométricamente debe tener en cuenta diversos aspectos.

Para poder eliminar los adaptadores es preciso que el diámetro interior de los acopladores roscados esté ajustado al diámetro nominal del tornillo (16 mm). Sin embargo, el apoyo del tornillo sobre el acoplador roscado ha de ser totalmente plano, por lo que el diámetro será tal que no pise el radio de acuerdo que existe entre la cabeza y el cuerpo del tornillo. Dicho radio de acuerdo según la norma DIN931 [2] mide 0,6 mm por lo que el diámetro interno del acoplador roscado ha de ser mayor que 17,2 mm. En la figura 4-3 se muestran dichas dimensiones en un modelo del tornillo realizado en *Solidworks* siguiendo las medidas determinadas por la norma DIN931.

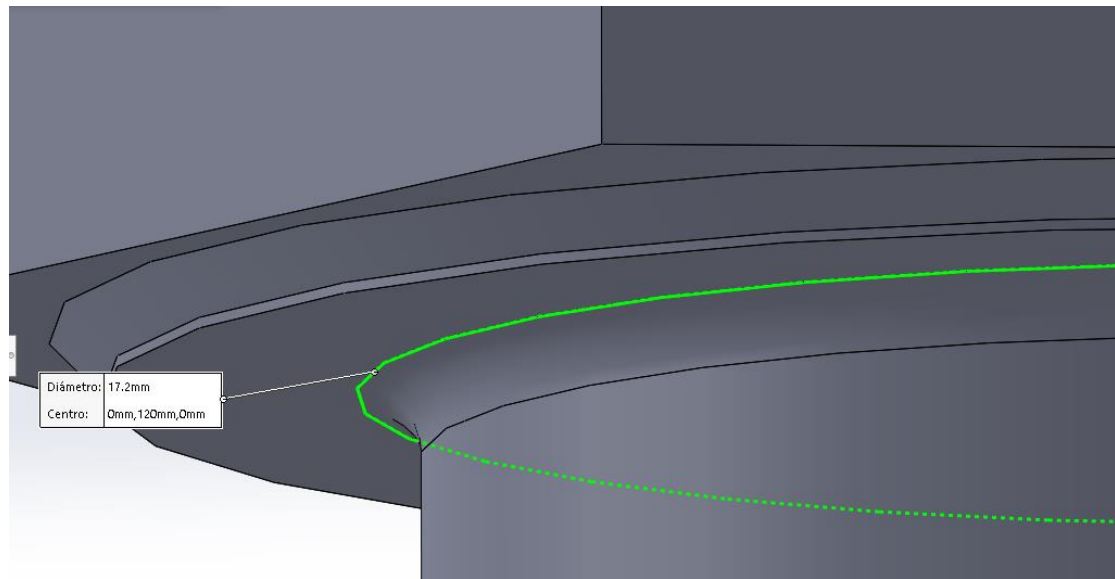


Figura 4-2 - Diámetro base del radio de acuerdo del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Sin embargo, el diámetro está acotado superiormente, ya que ha de apoyar sobre la zona plana de la figura 4-2. Las dimensiones de dicha zona se muestran en la figura 4-3 y son 22 mm por lo que el diámetro interior del acoplador roscado debe cumplir la siguiente desigualdad:

$$17,2 \text{ mm} \leq D_{int}^{a.r.} \leq 22 \text{ mm}$$

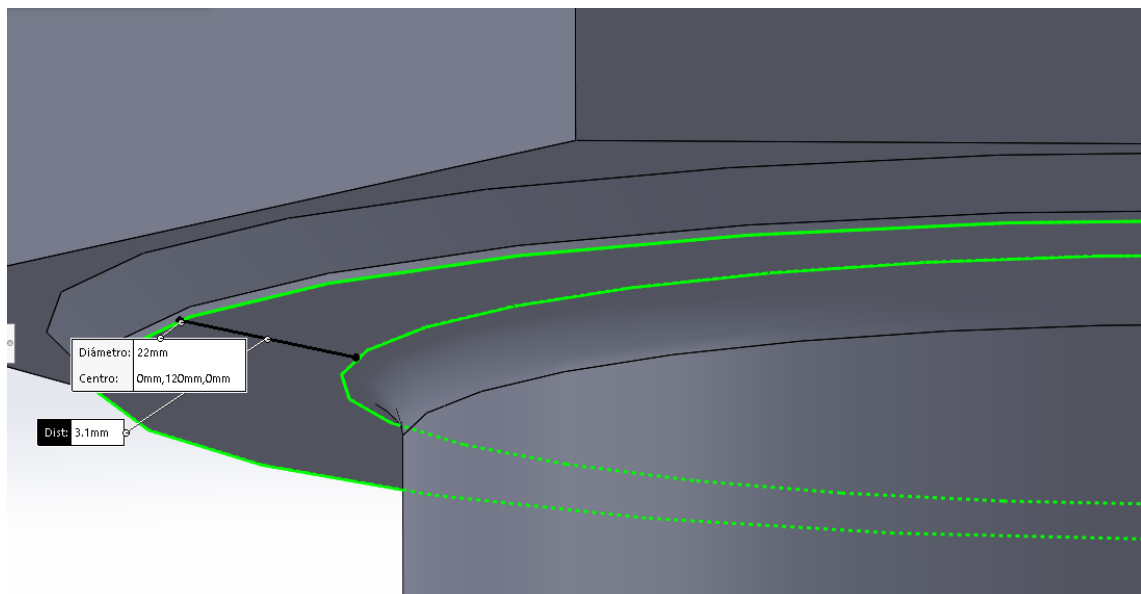


Figura 4-3 - Diámetro de la zona de transición y apoyo del tornillo.

Fuente: Elaboración propia.

Un aspecto de menor importancia, pero necesario es que, si se modifica el diámetro interno del casquillo, será necesario modificar las dimensiones del saliente.

Por otro lado, la ranura del lado opuesto al saliente necesita de un análisis especial. Puede observarse en la figura 4-4 que, si no se modifica la longitud del casquillo, el hecho de eliminar los adaptadores implica que la tuerca no llega a contactar con el acoplador roscado ya que la rosca del tornillo se queda corta. Por ello, es preciso acortar la profundidad de la ranura inferior del acoplador roscado teniendo en cuenta que, para que ambos acopladores sean iguales, cualquier cambio afectará doblemente. Antes del rediseño la profundidad de la ranura es de 10 mm.

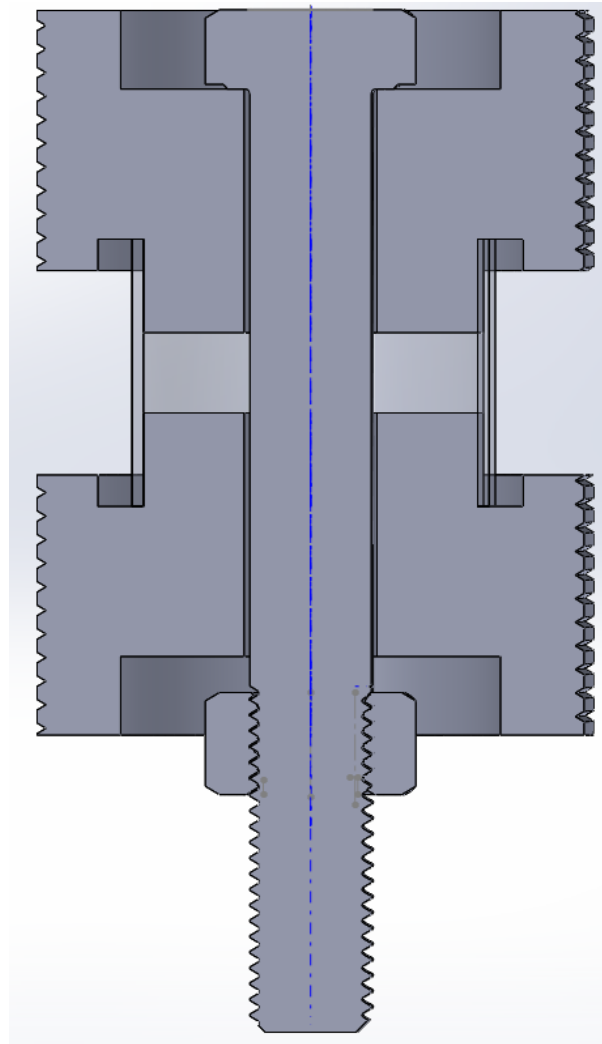


Figura 4-4 - Montaje con rediseño del casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

La fórmula que relaciona la profundidad de la ranura ' L_r ' con la longitud de rosca libre entre la tuerca y la cabeza del tornillo ' $L_{r, libre}$ ' es la siguiente:

$$L_{r, libre} = L_{rosca} - (L_{cuerpo} - (2 \cdot L_{a.r.} + L_{casquillo}))$$

Donde ' $L_{a.r.}$ ' es la longitud entre las dos ranuras del acoplador roscado, es decir, la longitud del núcleo principal del mismo.

El resto de las dimensiones del casquillo han de permanecer iguales ya que externamente ha de roscarse al cilindro, cuyas dimensiones no van a cambiar.

4.3.4 Aspectos geométricos del tornillo

Las modificaciones realizadas sobre la ranura del acoplador roscado y el hecho de eliminar los adaptadores tienen una directa implicación sobre la rigidez del tornillo. Dicha implicación es que la longitud de la rosca libre, situada entre la tuerca y la cabeza del tornillo, cambia.

Según la modificación de la profundidad de la ranura del acoplador roscado o de la longitud del casquillo, la longitud del tramo roscado entre la tuerca y el tornillo será distinta. Dicha distancia debe dejar margen para situar las arandelas, pero interesa que sea corta para que la rigidez del tornillo aumente.

Como se vio en el cálculo analítico de rigideces inicial, la rigidez del tornillo se calcula como la suma en serie de rigideces de sus elementos. Además, el acoplador roscado también influye en la rigidez del sistema. La automatización del cálculo de todas las rigideces se diseña en la hoja Excel y se presenta a continuación en las tablas 4-6, 4-7, 4-8, 4-9 y 4-10. Como se ha comentado anteriormente, las secciones del Excel mostradas contienen los datos previos al diseño. Más tarde, en el apartado “Rediseño y comprobación” se presentarán dichas secciones con los datos finales del rediseño.

$k_{\text{casquillo}} \text{ [N/mm}^2\text{]}$	2,74E+06		Dimensiones tornillo [mm]	
$k_{\text{tornillo}} \text{ [N/mm}^2\text{]}$	3,16E+05		D nominal	16
			L caña	72
			L rosca libre fuera	14,8
			D fondo r t	13,546
			dw (apoyo cabeza)	22,5
Para el caso CON adaptadores hay que poner como L rosca libre: (inicial)				
L adaptador	10			
L acop roscado	19,1	L roscalibre por fuera	14,8	
L casquillo	34			
L rosca tornillo total	43			
L cuerpo tornillo	120			
Fuera quiere decir que queda más allá de la tuerca, lejos de la cabeza. Dentro es la que realmente contabiliza en la rigidez y será la resta de la rosca total menos la de fuera.				

Tabla 4-6 - Datos geométricos necesarios para el cálculo de la rigidez antes del rediseño [mm].

Fuente: Elaboración propia.

k Cabeza	5,28E+06	Longitud la mitad del D Nominal. Diámetro igual al D nominal
k Caña	5,86E+05	Suponiendo cilindro perfecto
k Rosca no coincidente dentro	1,17E+06	Sin aproximación, usar sección resistente y longitud de rosca libre (no coincidente)
k Rosca coincidente	3,78E+06	Longitud la mitad de D Nominal, diámetro igual a D de fondo de rosca tornillo (d3)
K Tuerca	6,60E+06	Longitud igual a 0,4 por D Nominal. Diámetro el nominal.
Están en serie todas por lo que un aumento de la rigidez (disminución de la longitud) aumenta la rigidez del tornillo		

Tabla 4-7 - Rigideces de los elementos que forman el tornillo antes del rediseño [N/mm²].

Fuente: Elaboración propia.

Adaptadores		Aproximación	
Longitud	10	D int cil eq	18,1
D int B sup	16,1	D ext cil eq	27,5
D int B inf	20,1		
D ext B sup	22,5		
D ext B inf	32,5	k adaptador	7,07E+06

Tabla 4-8 - Rigideces de los adaptadores [N/mm²] y dimensiones antes del rediseño [mm].

Fuente: Elaboración propia.

Acoplador roscado t 4/5				Acoplador roscado c 1/5				Conocidos los puntos inicial y final de las rectas que unen los diámetros internos y externos de las bases superior e inferior del acoplador roscado, se puede obtener fácilmente la pendiente a través de la ecuación de la recta que pasa por dos puntos.
Longitud	15,28	D int cil eq	29,66	Longitud	3,82	D int cil eq	41,61	
D int B sup	20,1	D ext cil eq	39,5	D int B sup	39,22	D ext cil eq	48,25	
D int B inf	39,22	OK		D int B inf	44	OK		
D ext B sup	32,5			D ext B sup	46,5			
D ext B inf	46,5	k adaptador	7,35E+06	D ext B inf	50	k adaptador	2,58E+07	
Métrica Ros	72			Métrica Ros	72			
Paso Rosca	2			Paso Rosca	2			
D_ext_max	68,5358984			D_ext_max	68,535898			
Se divide el acoplador en 2 partes. Las grietas salieron entre los dos primeros filetes de los 10 que tiene en total. Se toma un reparto de 2/10=1/5 para el casquillo y 4/5 para el tornillo.								
			</					

Tabla 4-9 - Rigideces de los acopladores roscados [N/mm²] y dimensiones antes del rediseño [mm].

Fuente: Elaboración propia.

Con el acoplador roscado repartido entre tornillo y casquillo			
k _C ^{eq} CON sist	2,26E+06	K _C casquillo	0,8936
k _T ^{eq} CON sist	2,69E+05	K _T tornillo	0,1064

Tabla 4-10 - Rigideces de los sistemas [N/mm²] y equivalentes.

Fuente: Elaboración propia.

Vemos que sale aproximadamente igual que el cálculo analítico realizado con anterioridad salvo por aproximación de decimales ya que se han seguido los mismos procedimientos. Sin embargo, como podemos observar en la tabla 4-10 presentada cuando se definieron los requerimientos del casquillo, la rigidez no es suficiente para romper el tornillo a dicho número de ciclos. Por lo que se hace un rediseño cuya comprobación se expone a continuación.

4.4. Rediseño y comprobación

4.4.1 Casquillo

Se decide utilizar un casquillo de 1,5 mm de espesor sin modificar el diámetro interno y aumentar la longitud 10 mm. A pesar de que la sección no se aproxima todo lo deseado a los 157 mm² del tornillo, gracias al aumento de la longitud la rigidez del casquillo disminuye considerablemente. Las dimensiones son, por tanto:

$$D_{int} = 44 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 47 \text{ mm}$$

$$L = 44 \text{ mm}$$

$$A_{casquillo} = 214,4 \text{ mm}^2$$

Al no cambiar el diámetro interior no será necesario modificar el saliente del acoplador roscado en su rediseño. Además, la modificación del diámetro externo ha sido pequeña por lo que las galgas no tendrán problema ni para medir sin error ni para pegarse.

La última ventaja de este rediseño es que se consigue solucionar el problema dimensional de la rosca del tornillo. Al tener un casquillo más largo se consigue trasladar la rosca del tornillo tal que la tuerca puede apoyar sobre el acoplador roscado con margen para la inserción de arandelas. En la figura 4-5 se muestra un esquema del montaje realizado en Solidworks con las modificaciones del rediseño implementadas.

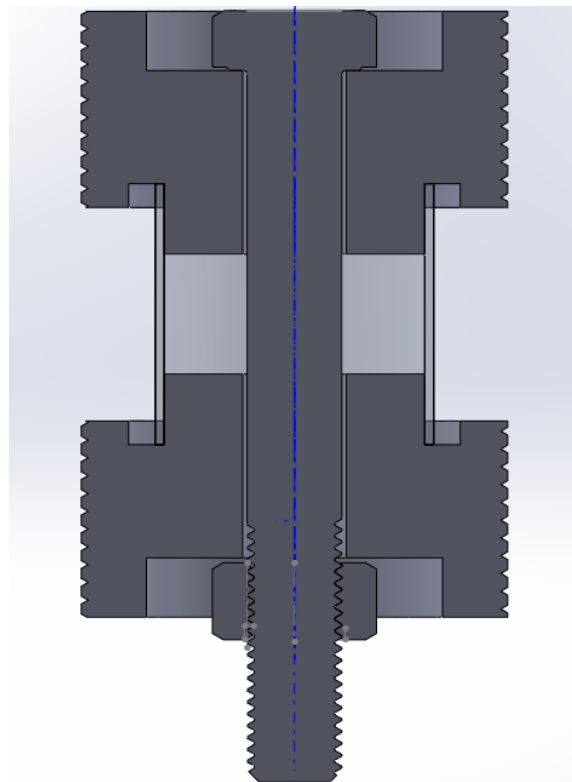


Figura 4-5 - Montaje tras rediseño del casquillo y del acoplador roscado.

Fuente: Elaboración propia.

Las dimensiones quedan representadas en el plano utilizado en el pedido de fabricación a Cortés Vasallo presentado en la figura 4-6 a continuación.

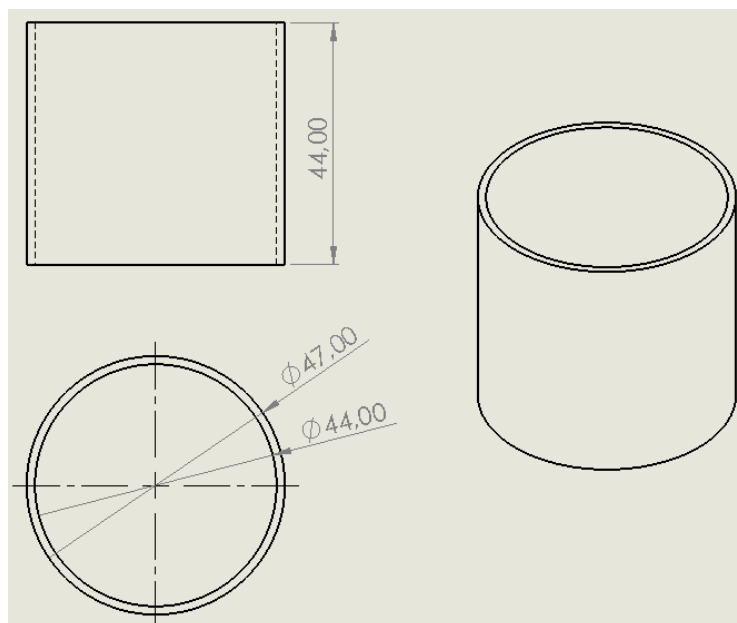


Figura 4-6 - Plano del casquillo rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

4.4.1.1 Eurocódigo 3

Dicho espesor cumple a pandeo por el Eurocódigo 3 (EN 1993 – 1 – 6 (2007)) [12] y la sección resultante cumple a resistencia como se puede observar en la tabla 4-11 obtenida del Excel modificado.

Datos del casquillo		El diámetro exterior no puede ser muy pequeño para que puedan pegarse las galgas. Poca curvatura.		Datos de resistencia del casquillo son del material ACERO F127	
D int [mm]	44	Comprobación de resistencia			
D ext [mm]	47	S_max_ap [Mpa]		522,35346	Admisible
Espesor [mm]	1,5	Si r/t es $\leq 0,16 * ((E/f_y)^{0,67})$		no tengo que comprobar pandeo	15,166667 \leq 6,6824639
Sección [mm ²]	214,4142	Comprobación de pandeo			
Longitud [mm]	44	S_max_ap [Mpa]		522,35346	Comprobar
Su_casq [Mpa]	1000	S_max_ap [Mpa]		522,35346	Admisible
Sy_casq [Mpa]	800	σ_x, R_d adm [Mpa]		679,95191	
S_admisible_resist [Mpa]	600				
Radio medio r [mm]	22,75				
Plastic range factor β	0,6				
Parámetro de calidad Q	40	Mecanizado, clase A			
Amplitud imperfección Δw_k	0,146041518	Param Cxb	1	Por CC tipo BC2 en ambos lados	
Factor imperfecciones α	0,581216599	Cx corto	1,153527		
Squash limit slenderness λ_{x0}	0,2	Cx medio	1		
Exponente de interacción	1	Cx largo	1,0013511		
Tensión de pandeo merid crítica σ_x, R_{cr}	8376,923077	Mpa			
Cx	1	λ_x	0,3090315	$k_{casquillo}$ [N/mm ²]	1,02E+06
Parámetro de longitud ω	7,532104668	Medio	λ_p	1,2054217	
χ	0,934933878				

Tabla 4-11 - Cálculos y comprobaciones tras rediseño del casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

La tensión admisible obtenida a través del Eurocódigo es 679,95 MPa por lo que el casquillo no fallará a pandeo.

Como se ha comentado, la comprobación mediante el Eurocódigo 3 es la más restrictiva de todas, por lo que se puede asumir que el casquillo no fallará por pandeo. Sin embargo, es interesante académicamente realizar la comprobación de pandeo usando los dos métodos anteriormente presentados.

4.4.1.2 Ecuaciones de Batdorf

Aplicando las ecuaciones de Batdorf [13] se obtienen los siguientes resultados:

$$Z = \frac{L^2}{r \cdot t} \cdot \sqrt{1 - \nu^2} = \frac{44^2}{22,75 \cdot 1,5} \cdot \sqrt{1 - 0,3^2} = 54,12$$

$$54,12 > 2,85 \text{ por lo que se utiliza la expresión } K_c = \frac{4 \cdot Z \cdot \sqrt{3}}{\pi^2}$$

$$K_c = \frac{4 \cdot 54,12 \cdot \sqrt{3}}{\pi^2} = 38$$

$$\sigma_{cr2} = K_c \cdot \frac{\pi^2 E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^2 = 38 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3}{12 \cdot (1 - 0,3^2)} \cdot \left(\frac{1,5}{44}\right)^2 = 8382 \text{ MPa}$$

4.4.1.3 Método de los Elementos Finitos

Para la resolución con elementos finitos se ha utilizado el programa comercial ANSYS Workbench. La geometría utilizada para el modelo es una lámina de radio igual al radio medio. La altura es 44 mm tal y como se ha comentado en apartados anteriores. Los elementos utilizados son tipo placa (*shell*). La malla utilizada se expone en la figura 4-7 a continuación.

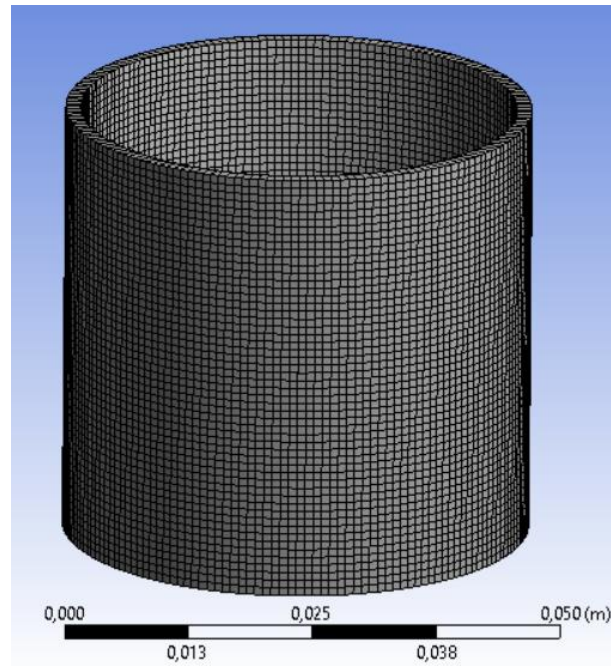


Figura 4-7 - Malla utilizada para comprobación a pandeo del casquillo con MEF.

Fuente: Elaboración propia.

Las condiciones de contorno se presentan en la figura 4-8. En la arista superior se tienen restringidos tanto el desplazamiento radial como el circunferencial mientras que en la arista inferior los 3 desplazamientos cilíndricos están restringidos. Estas condiciones de contorno son aproximadamente las que se darán durante el ensayo debido a que la carga de compresión de 112 kN restringirá dichos desplazamientos. Es importante destacar que el giro no está restringido.

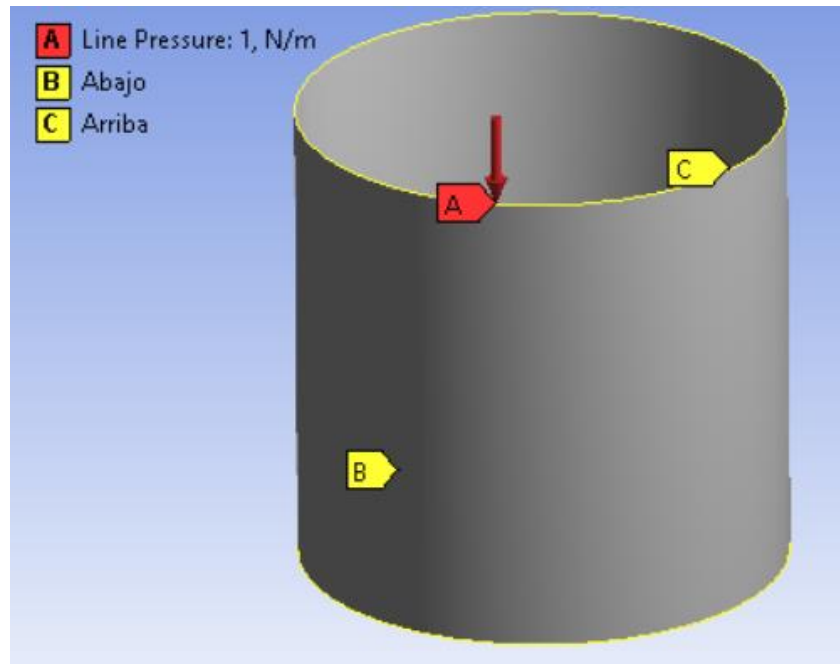


Figura 4-8 - Condiciones de contorno del casquillo para MEF.

Fuente: Elaboración propia.

La carga aplicada es del tipo “*Line pressure*” por lo que se trata de una carga distribuida a lo largo de la arista superior. Su valor es de 1 N/m para que el factor de pandeo lleve de forma directa a la carga crítica en [N/m].

Los resultados obtenidos se presentan a continuación en las figuras 4-9 y 4-10.

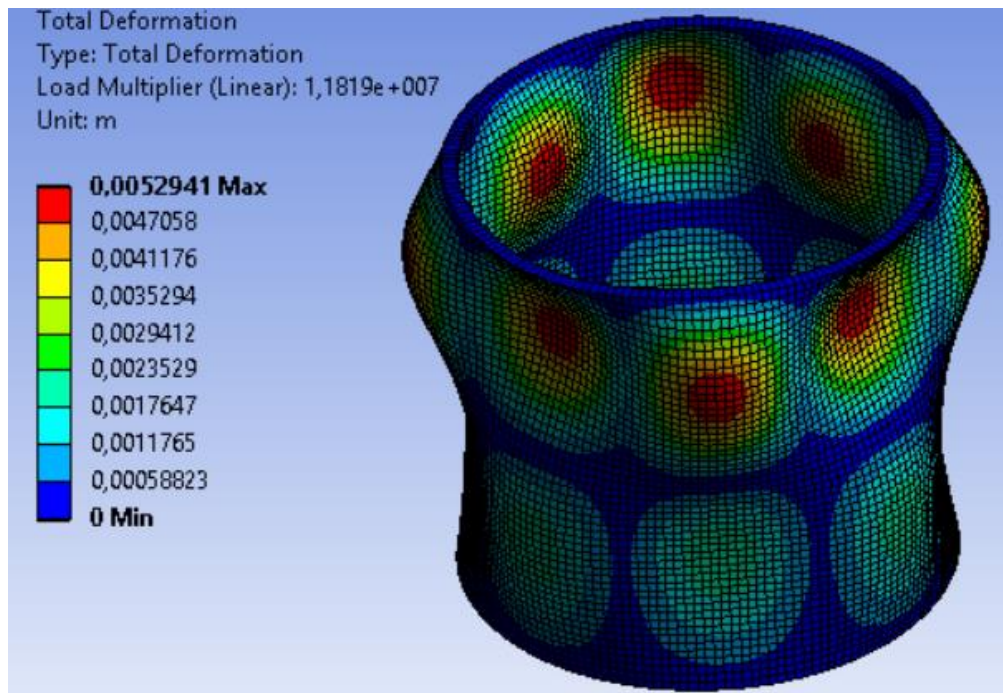


Figura 4-9 - Modo de pandeo y factor de pandeo según comprobación MEF para casquillo.

Fuente: Elaboración propia.

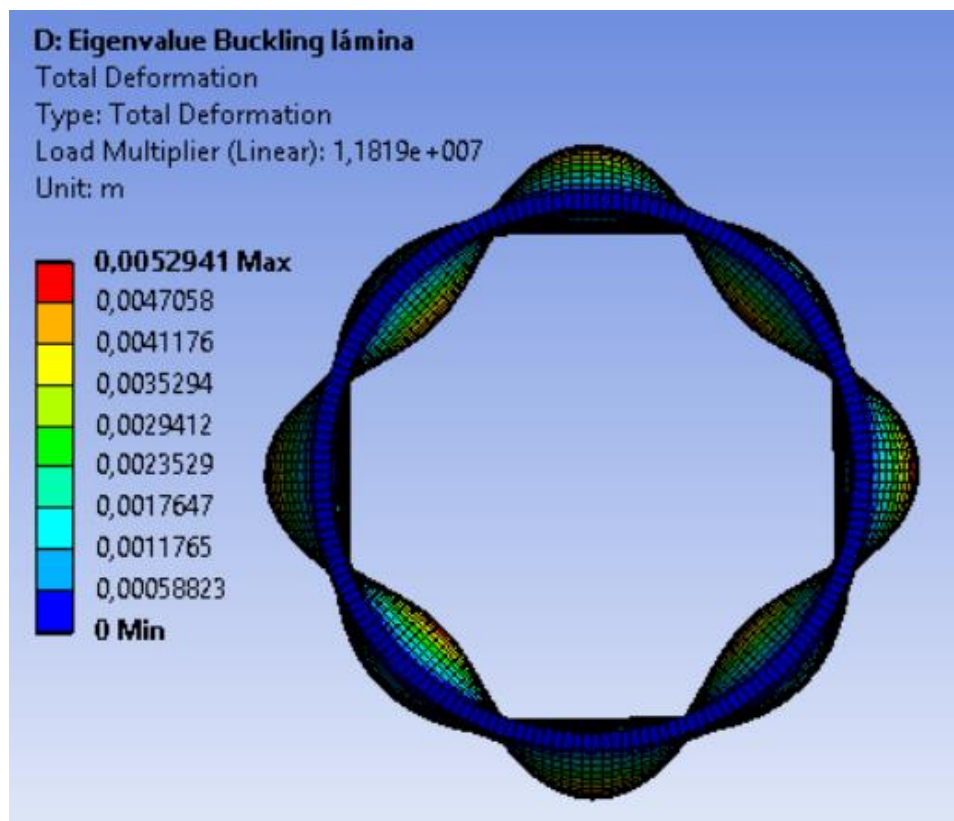


Figura 4-10 - Modo de pandeo y factor de pandeo según comprobación MEF para casquillo (planta).

Fuente: Elaboración propia.

El factor de pandeo es $1,1819 \cdot 10^7$ por lo que la carga distribuida crítica $P_{cr} = 1,1819 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ y la tensión crítica será:

$$\sigma_{cr3} = \frac{P_{cr}}{1,5 \cdot 10^{-3}} = 7,9 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \approx 8000 \text{ MPa}$$

Se puede observar que la tensión crítica obtenida mediante elementos finitos es similar a la obtenida mediante las ecuaciones de Batdorf. Las diferencias se deben a las aproximaciones impuestas en el análisis numérico y a que los elementos finitos tienden a aproximar al alza los desplazamientos obteniendo tensiones críticas menores para un mismo desplazamiento.

La diferencia entre las tensiones críticas analíticas y la obtenida mediante la aplicación del Eurocódigo 3 [12] son de un orden de magnitud. Dicha diferencia, es comprensible si se tiene en cuenta que la función del Eurocódigo 3 es asegurar la pieza ante el fallo suponiendo las situaciones más críticas y teniendo en cuenta todos los factores que separan la situación real de la ideal. En contraposición, los análisis analíticos suponen situaciones ideales y dan como resultado la tensión a la que la pieza falla, lo cual es muy distinto a asegurar la ausencia de fallo. Además, las láminas son entidades a las que cualquier pequeña desviación les afecta muchísimo. Esto se debe a los diversos comportamientos en los que puede trabajar (como laja o como placa), donde intervienen esfuerzos radicalmente distintos y se pueden obtener desplazamientos también radicalmente distintos. Las condiciones de contorno son siempre imperfectas; existen problemas de contacto. Las imperfecciones de los materiales afectados son también importantes, así como la aplicación de la carga, la cual no siempre será perfectamente distribuida.

El resultado de todas estas incertidumbres es que, tras la realización de diversos ensayos, el Eurocódigo 3 trazará como curva “segura” la envolvente inferior de los resultados, independientemente de su dispersión. Dicha dispersión será al fin y al cabo la que aleje o acerque los resultados analíticos de los recogidos por el Eurocódigo 3.

En la figura 4-11 mostrada a continuación y extraída del libro de Brush et al. "Buckling of Bars, Plates and Shells" [14] se puede observar la curva de tensión – desplazamiento, $\sigma - u$ donde se aprecia el comportamiento de la lámina cilíndrica sometida a una carga de borde antes y después de pandear.

En línea continua puede observarse el comportamiento ideal. Tras un tramo lineal se llega a la tensión crítica en el punto B. Tras dicha tensión crítica se produce un snap-through, es decir, un salto de una configuración a otra estable pasando por un tramo donde se obtiene desplazamiento sin necesidad de aumentar la tensión. Por ello, del punto B se pasa de forma casi instantánea al punto F, donde los desplazamientos son devastadores para la estructura.

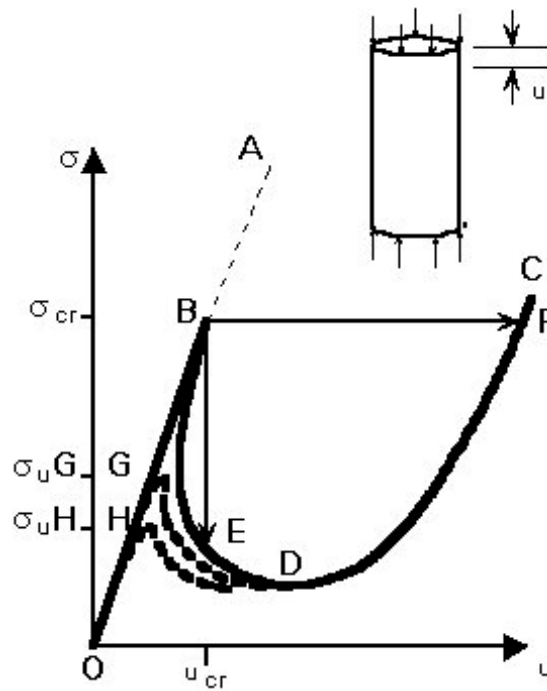


Figura 4-11 – Curva de comportamiento de pandeo de una lámina cilíndrica.

Fuente: fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/esdep/master/wg08/10600.htm [18]

En la línea discontinua puede observarse como por el cúmulo de imperfecciones y factores que alejan del análisis ideal, la tensión crítica de pandeo (originalmente el punto B) disminuye hasta valores mucho menores. Por lo tanto, debido a dichos factores, el salto de configuración o snap-through se producirá considerablemente antes. Este hecho es el que trata de evitar el Eurocódigo 3 y el que se puede apreciar en los resultados obtenidos en este documento, donde las tensiones críticas analíticas son de un orden mayor que la tensión crítica definida por el Eurocódigo 3 para el análisis del casquillo.

Una forma de comprobar que los resultados son correctos es comprar las esbelteces reducidas obtenidas por los tres métodos. La esbeltez reducida sigue la siguiente expresión:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{f_y}{\sigma_{cr}}}$$

Donde la tensión crítica en los casos analíticos no merece un comentario aclaratorio, pero en el caso del Eurocódigo 3 sí. En dicho caso, la tensión crítica de pandeo no es la tensión admisible final, sino la tensión que se calcula a través del coeficiente C_x tal y como se explicó anteriormente. Dicha tensión crítica para el análisis a través del Eurocódigo 3 vale 8376,92 MPa, tal y como se puede observar en la tabla 4-11 presentada anteriormente.

Introduciendo en la expresión de la esbeltez reducida los valores de la tensión de fluencia (800 MPa) y de la tensión crítica de pandeo para cada caso, se obtienen los resultados presentados en la tabla 4-12.

Eurocódigo 3	$\bar{\lambda}_1 = 0,309$
Ecs. de Batdorf	$\bar{\lambda}_2 = 0,309$
ANSYS MEF	$\bar{\lambda}_3 = 0,316$

Tabla 4-12 - Esbelteces reducidas de pandeo por los tres métodos.

Fuente: Elaboración propia.

Las esbelteces reducidas obtenidas son prácticamente iguales. Esto quiere decir que se está analizando el mismo problema, por lo que confirma la validez de los resultados obtenidos.

Con estas comprobaciones se termina el apartado de diseño del casquillo con un resultado positivo. A continuación, se continúa con el diseño del acoplador roscado.

4.4.2 Acoplador roscado

Para ajustar el diámetro interior del acoplador roscado de modo que la cabeza del tornillo apoye de forma plana sobre el mismo se le ha dado una cota de 17,5 mm. Así, el apoyo queda del siguiente modo:

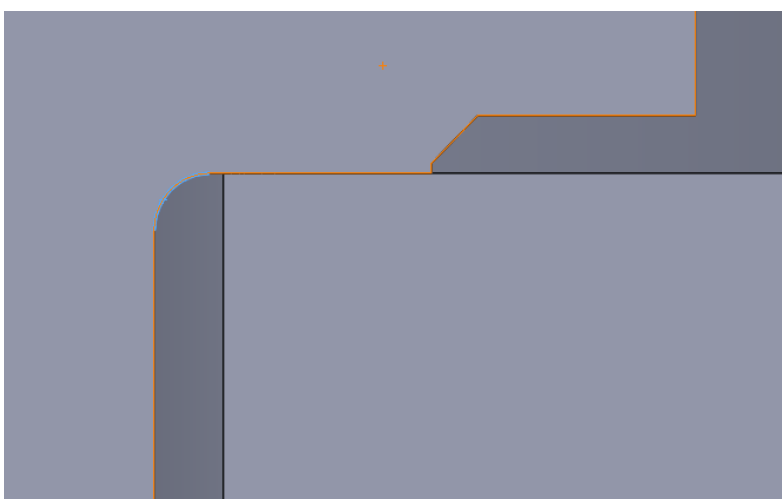


Figura 4-12 - Apoyo cabeza tornillo sobre acoplador roscado tras rediseño.

Fuente: Elaboración propia.

Gracias al aumento de longitud del casquillo no es necesario modificar la profundidad de la ranura opuesta al saliente del acoplador roscado. Se ha decidido modificar la longitud del casquillo en lugar de modificar el acoplador roscado porque así se disminuye más la rigidez del casquillo. Otro aspecto que ha afectado a la decisión es que los acopladores roscados eran piezas que funcionaban correctamente con su diseño anterior, por lo que cuantas menos modificaciones se les realicen más seguro es que continúen desempeñando su función sin errores.

Puede observarse que, aunque la cabeza del tornillo quede cubierta por completo por el exterior del acoplador roscado, no se causará problemas para el ensayo de apriete, ya que se ha comprobado in situ que el vaso corto de llave dinamométrica realiza su función de manera exactamente igual a antes del rediseño. En la figura 4-13 se muestra dicho aspecto.



Figura 4-13 - Ensamblaje real del acoplador roscado contornillo, vaso corto y tapahuellas.

Fuente: Elaboración propia.

Todas las dimensiones de los nuevos acopladores roscados quedan definidas en el plano mostrado en la figura 4-14. Dicho plano se entregó a Cortés Vasallo para la fabricación.

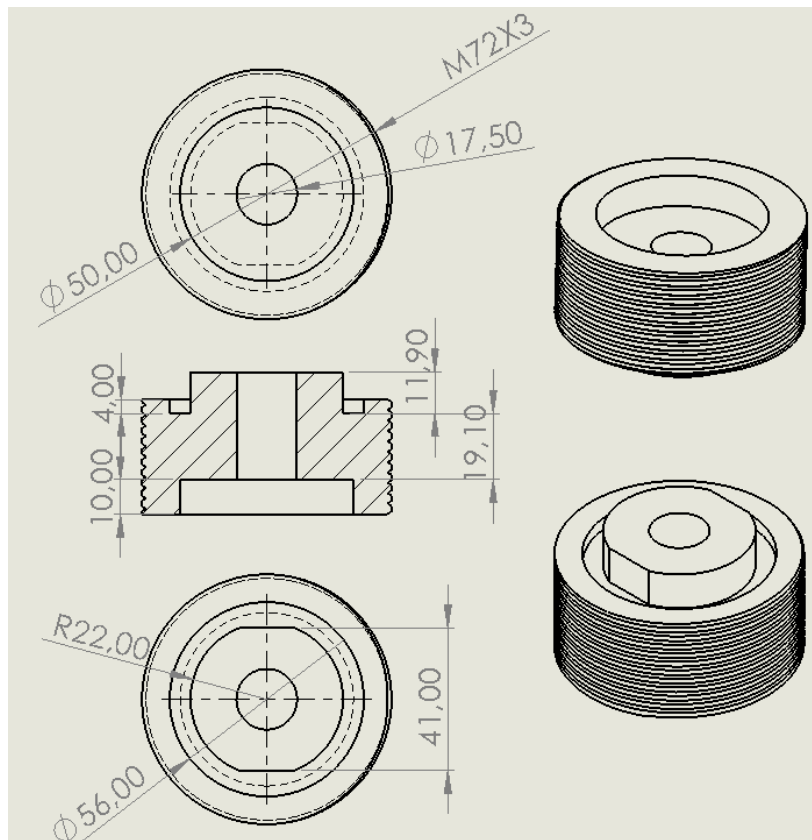


Figura 4-14 - Plano del acoplador roscado rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

El área de influencia que se lleva el acoplador roscado tras su rediseño se representa en la figura 4-15.

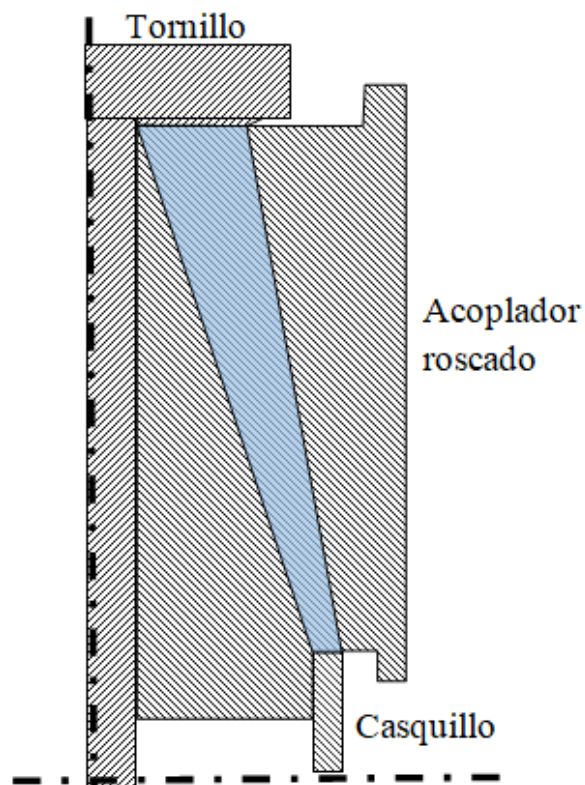


Figura 4-15 - Esquema de secciones de influencia del sistema tras el rediseño de este.

Fuente: Elaboración propia.

Las dimensiones y las comprobaciones de rigidez quedan recogidas en la hoja de Excel en lugar de presentarlas del mismo modo que en el análisis anterior. A continuación, se muestran las secciones de esta.

$k_{\text{casquillo}}$ [N/mm ²]	1,02E+06	Dimensiones tornillo [mm]	
k_{tornillo} [N/mm ²]	3,49E+05	D nominal	16
		L caña	72
		L rosca libre fuera	24,8
		D fondo r t	13,546
		dw (apoyo cabeza)	22,5
Para el caso SIN adaptadores hay que poner como L rosca libre:			
L acop roscado	19,1	La dimensión original base de los acop rosc es 19,1	
L casquillo	44	L rosca libre por fuera	24,8
L rosca tornillo total	43		
L cuerpo tornillo	120		

Tabla 4-13 - Datos geométricos necesarios para el cálculo de la rigidez sin adaptadores [mm].

Fuente: Elaboración propia.

Se puede apreciar como la longitud del núcleo del acoplador roscado permanece igual (19,1 mm) gracias al aumento de longitud del casquillo (44 mm). Así, la longitud de rosca del tornillo libre entre la tuerca y la cabeza de este (rosca libre por dentro) es positiva y con un margen suficiente. Dicha longitud de rosca libre es $43 - 24,8 \text{ mm} = 18,2 \text{ mm}$. La rosca libre por fuera es 24,8 mm.

k Cabeza	5,28E+06	Longitud la mitad del D Nominal. Diámetro igual al D nominal
k Caña	5,86E+05	Suponiendo cilindro perfecto
k Rosca no coincidente dentro	1,81E+06	Sin aproximación, usar sección resistente y longitud de rosca libre (no coincidente)
k Rosca coincidente	3,78E+06	Long la mitad de D Nominal, diámetro igual a D de fondo de rosca tornillo (d3)
K Tuerca	6,60E+06	Longitud igual a 0,4 por D Nominal. Diámetro el nominal.

Tabla 4-14 - Rigideces de los elementos que forman el tornillo tras el rediseño [N/mm²].

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar como la única rigidez de los elementos del tornillo que ha variado es la asociada a la rosca no coincidente por dentro, la cual ha aumentado casi doble su valor.

Acoplador roscado t 4/5		Aproximación		Acoplador roscado c 1/5		Aproximación	
Longitud	15,28	D int cil eq	28,1	Longitud	3,82	D int cil eq	41,35
D int B sup	17,5	D ext cil eq	32,3	D int B sup	38,7	D ext cil eq	44,55
D int B inf	38,7	OK		D int B inf	44	OK	
D ext B sup	22,5			D ext B sup	42,1		
D ext B inf	42,1	k adaptador	2,74E+06	D ext B inf	47	k adaptador	1,19E+07
Métrica Ros	72			Métrica Ros	72		
Paso Rosca	2			Paso Rosca	2		
D_ext_max	68,53589838			D_ext_max	68,5358984		
Se divide el acoplador en 2 partes. Las grietas salieron entre los dos primeros filetes de los 10 que tiene en total. Se toma un reparto de 2/10=1/5 para el casquillo y 4/5 para el tornillo.							
				Pendiente recta externa	-0,7795918		
Rigideces equivalentes de casquillo y tornillo con el sistema				Pendiente recta interna	-0,7207547		
k _e ** CON sis	8,73E+05	K _e casquillo	0,7582				
k _r ** CON sis	2,78E+05	K _r tornillo	0,2418				

Tabla 4-15 - Rigideces de los acopladores roscados [N/mm²] y dimensiones tras del rediseño [mm].

Fuente: Elaboración propia.

El método aplicado es el mismo que se aplicó antes del rediseño, utilizando la ecuación punto – pendiente de las rectas interior y exterior del tronco de cono hueco.

Datos del tornillo		E_acero[MPa]	210000
A [mm ²]	157		
Su _t [Mpa]	1000		
S (N=mm)	800		
La tensión para vida mínima será la rotura por 0,9 aprox. para vida de 10 ³ ciclos aprox. Dicha tensión puede disminuirse si se toma rango menor de la curva SN a determinar			
Apriete máximo			
Fap_max [kN]	112	Solo se podrá tirar 105 kN aprox. con la máquina	
Tap_max [Nm]	244,61565	Max Fmáq	105
El torsor max ha de ser menor a 250 por la llave dinamométrica			
		Tensión en tornillo con apriete [Mpa]	713,375796
		Tensión necesaria para rotura tornillo [Mpa]	86,6242038
		Fuerza necesaria en tornillo para rotura [kN]	13,6
		% Rigidez equivalente tornillo necesaria	0,12952381
Datos del cálculo de rigideces		Comprobación de rigidez	
K _e casquillo	0,7582	Suficiente	
K _r tornillo	0,2418		

Tabla 4-16 - Rigideces equivalentes de casquillo y tornillo [N/mm²] y comprobación de rigidez.

Fuente: Elaboración propia.

Según las estimaciones de rigidez realizadas, la rigidez equivalente del tornillo se ha duplicado pasando a ser un 24,18 %. Dicho valor es suficiente según la comprobación explicada con anterioridad.

4.4.3 Rigidez a flexión del acoplador roscado

Un aspecto importante que destacar es que la rigidez del acoplador roscado se ha calculado como rigidez axial. Sin embargo, al estar la carga centrada en una zona acotada por el diámetro de apoyo de la cabeza del tornillo, el elemento está sometido a flexión y el cálculo de la rigidez a flexión es totalmente distinto. Para calcular la rigidez a flexión del elemento se utilizará el programa de elementos finitos ANSYS.

Si se aplica una fuerza de 1 N y se obtienen los milímetros de desplazamiento ‘ δ ’, se puede calcular la rigidez como:

$$k_{a.r.flexión} = \frac{1\text{ N}}{\delta[mm]}$$

El modelo que se realiza es axisimétrico para que los requisitos computacionales sean menores. El adaptador en realidad no es axisimétrico debido tanto al saliente como a la rosca, pero se simplifica el modelo quitándole la malla y suponiendo el saliente cilíndrico. Así, la malla será más regular y sencilla.

Las condiciones de contorno aplicadas son:

- Fuerza de 1 N en la zona donde apoya la cabeza del tornillo ($\phi 22,5$ mm).
- Desplazamientos fijados en la rosca.
- Desplazamientos fijados en el apoyo sobre el casquillo (1,5 mm).

Se pueden observar sobre el modelo realizado en la figura 4-16.

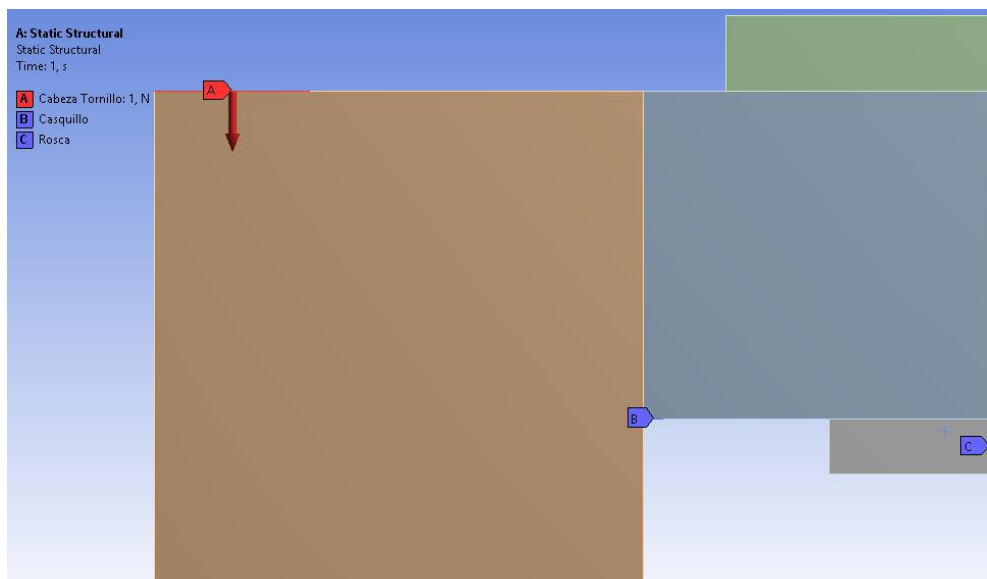


Figura 4-16 - Condiciones de contorno sobre el acoplador roscado.

Fuente: Elaboración propia.

Los 4 colores distintos se deben a que se han hecho cuatro particiones para poder realizar mallado mapeado. El mallado mapeado solo se puede realizar sobre figuras de cuatro lados de los cuales solo uno puede ser curvo. La malla utilizada puede verse en la figura 4-17.

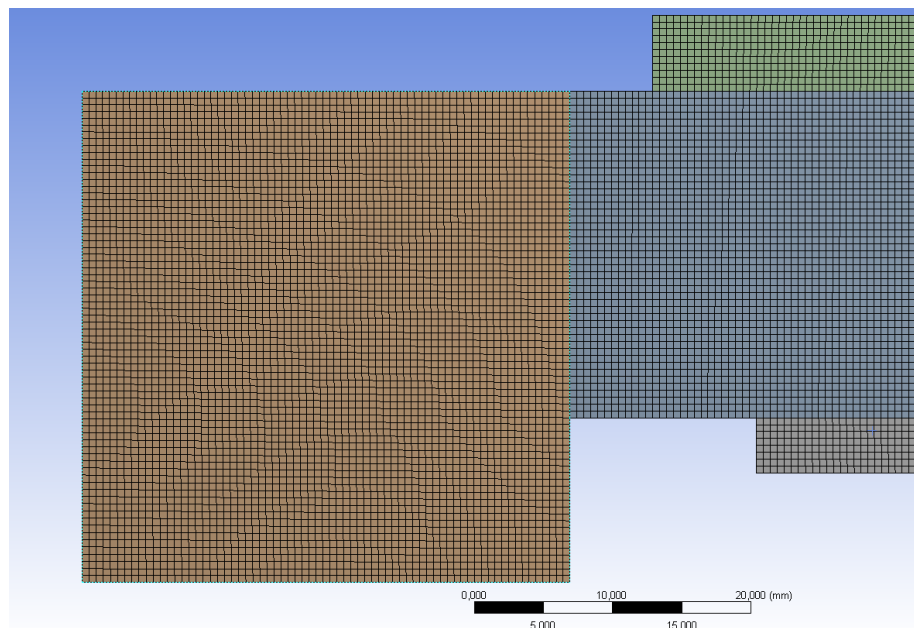


Figura 4-17 - Malla utilizada para el acoplador roscado.

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos se muestran en la figura 4-18.

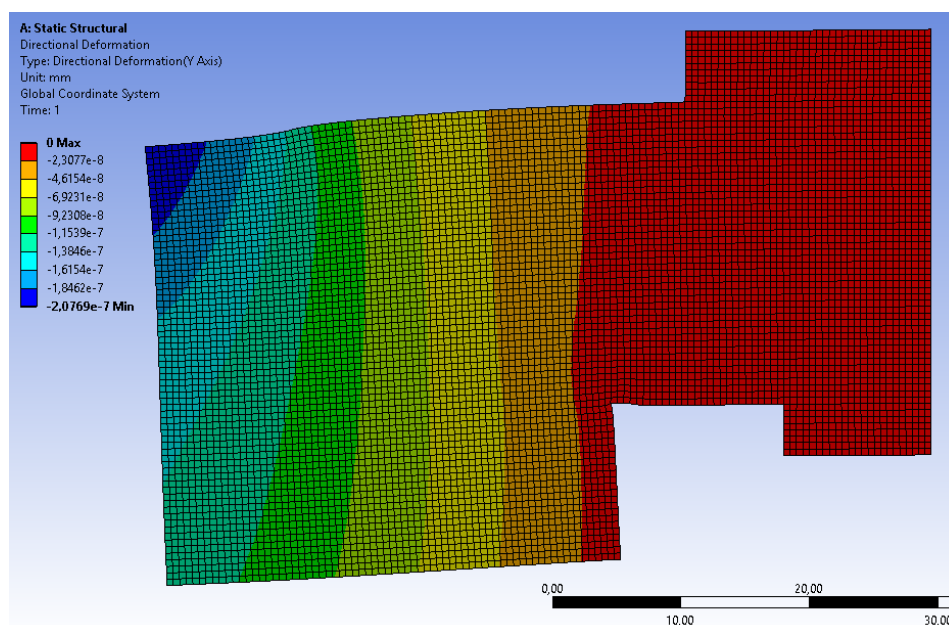


Figura 4-18 - Malla utilizada para el acoplador roscado.

Fuente: Elaboración propia.

El desplazamiento obtenido en el diámetro interno es $2,079 \cdot 10^{-7}$ mm por lo que acudiendo a la fórmula de la rigidez se obtiene la siguiente estimación:

$$k_{a.r.flexión} = \frac{1 N}{2,079 \cdot 10^{-7} mm} = 4,81 \cdot 10^6 \frac{N}{mm}$$

Se puede observar que la rigidez obtenida por elementos finitos es considerablemente inferior a la obtenida analíticamente. Para introducir este resultado en el cálculo de rigideces surge una complicación. La rigidez del acoplador roscado está dividida en dos partes; una está en serie con el tornillo y otra en serie con el casquillo, donde la longitud es el parámetro clave para modificar su valor. Sin embargo, si solo se cuenta con un valor de rigidez a flexión del acoplador roscado, no se puede repartir entre los dos sistemas.

Actualmente, el reparto de porcentaje de carga (las rigideces equivalentes de los sistemas) está en un 24,18 % para el tornillo y un 75,82 % para el casquillo.

Si se introduce la rigidez a flexión del acoplador roscado en serie al sistema del tornillo únicamente, se obtiene un reparto de la carga del 23 % para el tornillo y el 77 % para el casquillo. Si en lugar de ello, se añade como serie, pero al sistema del casquillo únicamente, el reparto de carga se sitúa en un 33 % para el tornillo y un 67 % para el casquillo. Queda, por tanto, acotado el valor del reparto de carga. Según la estimación analítica, tras el rediseño se tendrá un reparto de carga entre el 23% y el 33 % para el tornillo.

Sin embargo, la primera vez que se realizó una estimación analítica, los resultados experimentales obtenidos indicaron que la rigidez equivalente del sistema del tornillo era considerablemente menor a la estimada. Esto lleva a pensar que cuando se realice el ensayo de rigidez con los elementos rediseñados, la rigidez equivalente que estará más cerca del margen inferior, el cual estima un reparto del 23 % para el tornillo.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos tras el ensayo de rigidez después el rediseño.

4.5. Casquillo rediseñado

A continuación, se presentan las figuras 4-19 y 4-20, las cuales comparan los espesores y las longitudes del casquillo antiguo y del nuevo respectivamente. Puede observarse como la disminución del espesor es cuantiosa y el aumento de la longitud también es notable, razones por las cuales se ha hecho el estudio del posible pandeo de la lámina cilíndrica.



Figura 4-19 – Comparación de espesores del casquillo antiguo (izq.) y el rediseñado(der.).

Fuente: Elaboración propia.



Figura 4-20 – Comparación de longitudes del casquillo antiguo (izq.) y el rediseñado (der.).

Fuente: Elaboración propia.

Es preciso galgar el casquillo nuevo con un puente Wheatstone, tal y como se hizo en los casquillos anteriores. Posteriormente, se procederá a calibrarlo en la máquina MTS del mismo modo que se hizo sobre los casquillos anteriores. Finalmente, se realizará el ensayo de rigidez del sistema para ver si el rediseño ha cumplido con su objetivo, repartir de forma más equitativa la carga que se llevan casquillo y tornillo ante la fuerza axial de la máquina Instron.

4.6. Calibración del casquillo tras rediseño

El procedimiento explicado en el apartado 3.1.4 se realiza sobre el nuevo casquillo. Este paso previo al ensayo de rigidez es esencial para poder realizar la medición de la fuerza en el sistema.

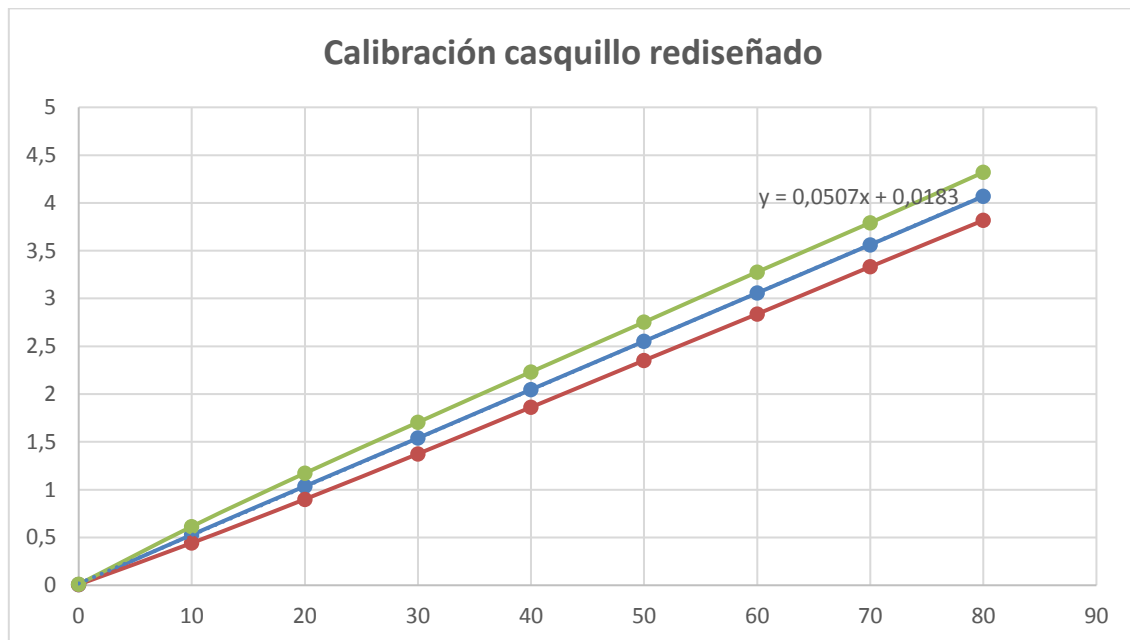


Figura 4-21 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

MEDIA		
FUERZA (kN)	VOLTAJE 2 (V)	VOLTAJE 3 (V)
0	0,00750	0,01000
10	0,44250	0,61500
20	0,90000	1,17250
30	1,37500	1,70500
40	1,86250	2,23250
50	2,35250	2,75250
60	2,83750	3,27750
70	3,33250	3,79250
80	3,81750	4,32000

Tabla 4-17 - Datos medios por canal y en media para el casquillo rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

	Pendiente	Factor [kN/V]
Canal 2	0,0479375	20,86049544
Canal 3	0,053383333	18,73243834
Media	0,050660417	19,73927705

Tabla 4-18 - Datos medios por canal y en media para el casquillo rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

	Tensión SANEI
Canal 2	5,369
Canal 3	5,978933333
Media	5,673966667
F objetivo [kN]	112

Tabla 4-19 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo rediseñado.

Fuente: Elaboración propia.

4.7. Ensayo de rigidez tras rediseño

Tras finalizar con la preparación del casquillo (galgado y calibración), se ha de realizar el ensayo de rigidez. Sin embargo, antes es preciso realizar el apriete del conjunto en el taller T-1.

4.7.1 Ensayo de apriete

Debido a problemas de coordinación entre departamentos fue necesario cambiar el lugar donde apretar el conjunto. En lugar de utilizar el banco de hormigón presentado en figuras anteriores, se utilizó una mesa metálica diseñada para sujetar montajes ubicada también en el taller T-1.

Además, debido al rediseño del sistema y a las nuevas rigideces, el apriete que se aplicará será mayor, por lo que el momento torsor necesario también lo será. El nuevo par de apriete (aproximadamente 266 Nm) supera los 230 Nm, que es el límite superior de la llave dinamométrica utilizada hasta el momento. Por lo tanto, fue necesario cambiar a un modelo con un rango superior y también usar nuevos vasos y adaptadores para poder utilizarla. En las figuras 4-22 y 4-23 se muestra el montaje del adaptador utilizado para manejar la llave dinamométrica nueva, mostrada en la figura 4-24.

La llave dinamométrica tiene un cuadradillo de 1" y se pretende apretar un tornillo de métrica M16 por lo que éste es el adaptador necesario:



Figura 4-22 – Adaptador para llave dinamométrica. Vista de la salida estrellada para M16.

Fuente: Elaboración propia.



Figura 4-23 – Adaptador para llave dinamométrica. Vista de la salida de cuadradillo de 1”.

Fuente: Elaboración propia.

Las piezas para montar el adaptador y la llave dinamométrica fueron cedidas por el Centro Andaluz de Metrología.



Figura 4-24 – Nueva llave dinamométrica utilizada.

Fuente: Elaboración propia.

El rango de esta nueva llave dinamométrica es de 130 a 1300 Nm aproximadamente. Es de la misma marca que la anterior, COMPUTORQ y concretamente es el modelo No 10005CF-II.

El montaje para el ensayo de apriete se muestra en la siguiente figura.

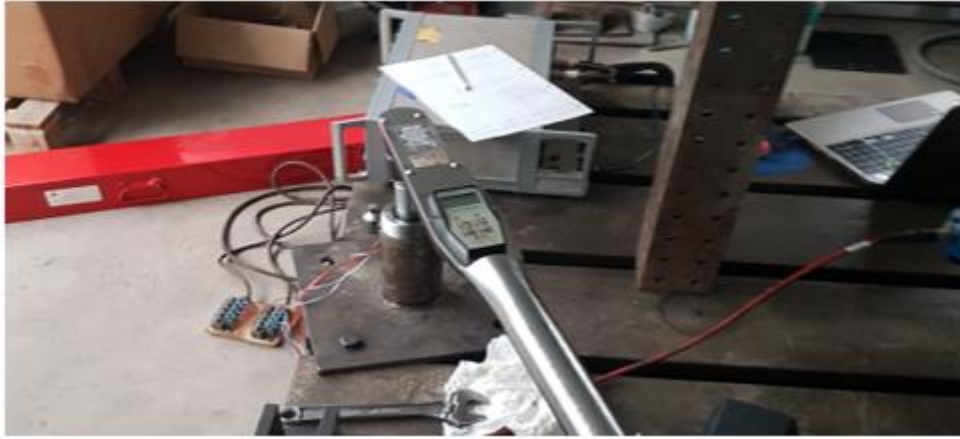


Figura 4-25 – Montaje ensayo de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

4.7.2 Ensayo de rigidez

Tras realizar el apriete se acude a la sala de la máquina Instron para realizar la calibración tal y como se explicó en el apartado 3.3.3. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 4-20.

Apriete inicial	F máquina [kN]	Canal 2 [V]	Canal 3 [V]	F casquillo [kN]	Δ Casquillo	Kc	Δ Tornillo	F tornillo total (trac)	Cmp Sum F	Canal 2 [V]	Canal 3 [V]	Apriete [kN] al volver a cero
103,10	0,00	5,17	5,25	103,10	0,00	#DIV/0!	0,00	103,10	0,00	5,17	5,25	103,10
103,10	10,00	4,79	4,86	95,48	7,62	0,76	2,38	105,48	10,00	5,17	5,25	103,10
103,10	20,00	4,41	4,46	87,77	15,33	0,77	4,67	107,77	20,00	5,17	5,25	103,10
103,10	30,00	4,04	4,06	80,17	22,93	0,76	7,07	110,17	30,00	5,17	5,25	103,10
103,10	40,00	3,66	3,66	72,46	30,64	0,77	9,36	112,46	40,00	5,18	5,25	103,20
103,20	50,00	3,29	3,28	65,04	38,16	0,76	11,84	115,04	50,00	5,17	5,25	103,10
103,10	60,00	2,92	2,88	57,43	45,67	0,76	14,33	117,43	60,00	5,18	5,24	103,11
103,11	70,00	2,54	2,49	49,81	53,29	0,76	16,71	119,81	70,00	5,17	5,24	103,00
103,00	80,00	2,18	2,12	42,59	60,41	0,76	19,59	122,59	80,00	5,17	5,25	103,10
103,10	90,00	1,81	1,68	34,61	68,48	0,76	21,52	124,61	90,00	5,17	5,24	103,00
103,00	0,00	5,17	5,24	103,00	0,00	#DIV/0!	0,00	103,00	0,00	5,17	5,24	103,00
103,00	10,00	4,80	4,83	95,30	7,70	0,77	2,30	105,30	10,00	5,17	5,24	103,00
103,00	20,00	4,42	4,40	87,31	15,69	0,78	4,31	107,31	20,00	5,17	5,24	103,00
103,00	30,00	4,05	4,04	80,08	22,92	0,76	7,08	110,08	30,00	5,17	5,24	103,00
103,00	40,00	3,67	3,64	72,37	30,63	0,77	9,37	112,37	40,00	5,17	5,24	103,00
103,00	50,00	3,29	3,25	64,76	38,25	0,76	11,75	114,76	50,00	5,17	5,25	103,10
103,10	60,00	2,91	2,86	57,14	45,96	0,77	14,04	117,14	60,00	5,17	5,24	103,00
103,00	70,00	2,52	2,44	49,14	53,87	0,77	16,13	119,14	70,00	5,17	5,24	103,00
103,00	80,00	2,17	2,10	42,30	60,70	0,76	19,30	122,30	80,00	5,17	5,24	103,00
103,00	90,00	1,81	1,73	35,08	67,92	0,75	22,08	125,08	90,00	5,17	5,24	103,00
103,00	0,00	5,17	5,24	103,00	0,00	#DIV/0!	0,00	103,00	0,00	5,17	5,24	103,00
103,00	10,00	4,80	4,83	95,30	7,70	0,77	2,30	105,30	10,00	5,17	5,24	103,00
103,00	20,00	4,42	4,43	87,59	15,41	0,77	4,59	107,59	20,00	5,17	5,24	103,00
103,00	30,00	4,05	4,03	79,99	23,02	0,77	6,98	109,99	30,00	5,17	5,24	103,00
103,00	40,00	3,65	3,63	72,07	30,93	0,77	9,07	112,07	40,00	5,17	5,24	103,00
103,00	50,00	3,29	3,25	64,76	38,25	0,76	11,75	114,76	50,00	5,16	5,24	102,90
102,90	60,00	2,92	2,86	57,24	45,66	0,76	14,34	117,24	60,00	5,16	5,24	102,90
102,90	70,00	2,54	2,47	49,63	53,27	0,76	16,73	119,63	70,00	5,16	5,24	102,90
102,90	80,00	2,17	2,10	42,30	60,60	0,76	19,40	122,30	80,00	5,16	5,24	102,90
102,90	90,00	1,80	1,73	34,98	67,92	0,75	22,08	124,98	90,00	5,16	5,24	102,90

Tabla 4-20 – Resultados del ensayo de rigidez tras rediseño.

Fuente: Elaboración propia.

La explicación de esta tabla está en el apartado 3.3.3. El resultado más importante es la columna K_c ya que contiene la rigidez equivalente del casquillo respecto al tornillo.

$$K_c = \frac{k_c^{eq}}{k_c^{eq} + k_T^{eq}}$$

Dichos valores son muy parecidos para cada fase de carga. El valor más común durante el ensayo ha sido un reparto del 24 % para el tornillo y 76 % para el casquillo. Esto quiere decir que para una carga de 100 kN el casquillo se descomprimiría 76 kN y el tornillo aumentaría su tracción en 24 kN.

Si se recuerda el apartado 4.4.3. podemos apreciar que las estimaciones realizadas estimaron correctamente la rigidez equivalente de casquillo y del tornillo. La estimación que más se acerca a los resultados obtenidos es la que utiliza la rigidez solo a tracción del acoplador roscado, repartiendo su longitud en proporción de 1/5 para el casquillo y 4/5 para el tornillo. Dicha estimación resultaba en un reparto de 24,18 % para el tornillo y 75,82 % para el casquillo.

El rediseño del sistema ha permitido, por tanto, llegar a valores de reparto de rigideces óptimos para poder realizar los ensayos previstos.

5 DETERMINACIÓN DE LA CURVA SN

La mayoría de las personas gastan más tiempo y energía en rondar los problemas que en tratar de resolverlos.

- Henry Ford -

Tal y como se expuso en la introducción, el primer paso para realizar los ensayos de fatiga deseados es obtener la curva SN de la unión de forma experimental. Para ello habrá que realizar varios ensayos que lleven a roturas a distintas vidas. Dichas vidas deberán estar suficientemente espaciadas como para obtener una curva SN experimental aproximada que cubra el rango desde vida a bajo número de ciclos hasta vida infinita.

La incógnita principal para realizar estos ensayos es la fuerza de la máquina provoca al tornillo una vida a fatiga concreta. Concretamente interesan dos valores de dicha carga de la máquina. El primero, la carga de la máquina que provoca una vida de aproximadamente mil ciclos al tornillo. Y el segundo, la carga de la máquina que provoca una vida al tornillo de aproximadamente un millón de ciclos, es decir, vida infinita. El resto de los puntos de la curva SN se obtendrán con valores intermedios de dichas fuerzas de máquina.

La forma de obtener dicho valor de la fuerza de la máquina se explicó con anterioridad en el apartado 3.3.1. por lo que a continuación se aplicarán dichos pasos.

5.1. Determinación de las fuerzas de máquina necesarias

La calidad de los tornillos utilizados es 10.9 por lo que su tensión de rotura es 1000 MPa y su tensión de fluencia es 900 MPa.

Según el libro Mechanical Engineering Design 8 Ed – Shigley [19], la curva de vida a fatiga SN se puede aproximar de la siguiente forma:

$$S_f(10^6 \text{ ciclos}) \approx 0,5 \cdot S_u = 500 \text{ MPa}$$

$$S_f(10^3 \text{ ciclos}) \approx f \cdot S_u = 0,8 \cdot S_u = 800 \text{ MPa}$$

El parámetro ‘f’ se ha obtenido de la figura 3-9 teniendo en cuenta que 1000 MPa son aproximadamente 143 kpsi.

Queda definido el rango de tensiones alternas equivalentes con media cero aproximado en el que se encontrarán los puntos característicos de la curva SN del tornillo.

El ensayo se cuenta con tensión axial debida al apriete, tensión tangencial debido, igualmente, al apriete y ciclos de tensión con media distinta de cero. Esto conlleva que el paso desde la tensión alterna equivalente de media cero a la que se quiere ensayar el tornillo hasta la fuerza que la máquina ha de ejercer para ello, haya que realizar varios pasos previos. Se remite al lector al esquema de la figura 3-10 presentada anteriormente.

La fuerza de apriete que se utilizará en los ensayos será aproximadamente de 105 kN.

El momento torsor a aplicar para obtener dicha fuerza de apriete será un dato dado por la llave dinamométrica. Sin embargo, este no es el torsor que sufre el cuerpo del tornillo. A dicho valor hay que restarle el torsor que se lleva la fricción de la tuerca con la superficie donde apoya.

El torsor que realmente absorbe el cuerpo es:

$$T_{abs} = F_0 \cdot \left(\frac{d_2}{2} \cdot tg(\varphi' + \alpha) \right)$$

Sustituyendo los valores que se tienen para el tornillo se obtiene:

Donde:

F_0 es la fuerza de apriete. Se ha comentado que su valor será aproximadamente 105 kN.

α es el ángulo de la hélice, el cual se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{2}{\pi \cdot 14,701}\right) = 0,043 \text{ rad}$$

φ' es el ángulo de rozamiento, el cual se obtiene con la siguiente fórmula:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{\mu}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{0,1}{\cos(0,524)}\right) = 0,115 \text{ rad}$$

Sustituyendo todo ello, se obtiene el siguiente valor de torsor absorbido por el cuerpo del tornillo:

$$T_{abs} = 105000 \cdot \left(\frac{14,701}{2} \cdot tg(0,115 + 0,043) \right) = 123,55 \text{ N} \cdot m$$

A partir del momento torsor absorbido por el cuerpo se puede calcular la tensión tangencial a la que estará sometido el tornillo durante todo el ensayo debido al apriete.

$$\tau = \frac{16T_{abs}}{\pi d^3}$$

El diámetro utilizado como diámetro “d” del tornillo es la media del diámetro medio del mismo y del diámetro menor. Obteniendo una tensión tangencial de aproximadamente 223,35 MPa.

En el caso de la tensión tangencial no hay variabilidad por lo que:

$$\tau_{max} = \tau_{min} = \tau$$

Por otro lado, la fuerza axial mínima de la máquina de ensayo Instron cuando se realiza un ensayo de fatiga es 10 kN por seguridad de la propia máquina. Dicha carga se repartirá entre el casquillo y el tornillo según las rigideces equivalentes del sistema

Aplicando la fórmula siguiente se llega a la fuerza total que sufre el tornillo.

$$F_{min,axial}^{tornillo} = [(1 - K_C) \cdot F_{min,axial}^{maq}] + F_T = (K_T \cdot F_{min,axial}^{maq}) + F_T$$

Donde, 'F_T' es la fuerza de apriete dada al tornillo. Conviene recordar que K_c es la rigidez equivalente del casquillo cuyo valor se ha obtenido del ensayo de rigidez tras rediseño y es igual a 0,76.

$$K_C = \frac{k_c^{eq}}{k_c^{eq} + k_T^{eq}} = 0,76 \quad y \quad K_T = \frac{k_T^{eq}}{k_c^{eq} + k_T^{eq}}$$

Por lo tanto, la fuerza mínima que sufrirá el tornillo en cada descarga será:

$$F_{min,axial}^{tornillo} = 105 + (0,24 \cdot 10) = 107,4 \text{ kN}$$

La tensión axial mínima que sufre el tornillo es:

$$\sigma_{min,axial}^{tornillo} = \frac{F_{min,axial}^{tornillo}}{A_S}$$

Donde A_S es el área de la sección equivalente del tornillo. Para un tornillo M16 dicho área es 157 mm². Por lo que:

$$\sigma_{min,axial}^{tornillo} = \frac{107,4 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} = 686,22 \text{ kN}$$

Para calcular la tensión mínima equivalente que une los efectos de la tensión normal y tangencial se emplea esta fórmula:

$$\sigma_{min,eq}^{tornillo} = \sqrt{(\sigma_{min,axial}^{tornillo})^2 + (3 \cdot \tau^2)} = \sqrt{(686,22)^2 + (3 \cdot 223,35^2)} = 787,86 \text{ MPa}$$

A partir de la tensión recién calculada, la tensión de rotura y la tensión alterna equivalente con media cero, puede obtenerse la tensión máxima equivalente que debe sufrir el tornillo a través de la expresión de la recta de Goodman.

$$\sigma_{SN} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_u}}$$

Teniendo en cuenta la definición de tensión alterna y tensión media:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Se tiene la expresión:

$$\sigma_{SN} = \frac{\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}}{1 - \frac{\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}}{S_u}}$$

Realizando cálculos algebraicos simples se puede despejar la tensión máxima en función de las otras tres, quedando la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{2 \cdot \sigma_{SN} \cdot S_u + \sigma_{min} \cdot (S_u - \sigma_{SN})}{S_u + \sigma_{SN}}$$

Donde $\sigma_{min} = \sigma_{min,eq}^{tornillo}$ calculada anteriormente y la σ_{max} calculada es en realidad $\sigma_{max,eq}^{tornillo}$.

Dicha tensión máxima es la tensión máxima equivalente que sufre el tornillo. Es decir, cuenta con la aportación tanto de la tensión normal como con la de la tensión tangencial. Aquí es donde se produce la disyuntiva que demarca la vida del tornillo. Si tomamos un valor de σ_{SN} igual a $0,8 \cdot S_u$ se estará obteniendo la tensión máxima equivalente del ciclo de carga que ha de sufrir el tornillo para que su vida sea de aproximadamente 1000 ciclos. Continuando el camino con dicho valor se llegará a la fuerza de la máquina máxima en el ciclo de carga que permitirá obtener dicha vida. Si, por lo contrario, se toma un valor de σ_{SN} igual a $0,5 \cdot S_u$ se estará obteniendo esto mismo, pero para una vida de un millón de ciclos aproximadamente.

Su valor para el caso en el que se quiera una vida del tornillo de mil ciclos es:

$$\sigma_{max,eq}^{tornillo} \big|_{10^3} = \frac{2 \cdot (0,8 \cdot 1000) \cdot 1000 + 787,86 \cdot [1000 - (0,8 \cdot 1000)]}{1000 + (0,8 \cdot 1000)} = 976,42 \text{ MPa}$$

Su valor para el caso en el que se quiera una vida del tornillo de un millón de ciclos es:

$$\sigma_{max,eq}^{tornillo} \big|_{10^6} = \frac{2 \cdot (0,5 \cdot 1000) \cdot 1000 + 787,86 \cdot [1000 - (0,5 \cdot 1000)]}{1000 + (0,5 \cdot 1000)} = 929,25 \text{ MPa}$$

Para obtener la fuerza axial se emplea la misma expresión que se utilizó anteriormente, pero despejando:

$$\sigma_{max,axial}^{tornillo} = \sqrt{(\sigma_{max,eq}^{tornillo})^2 - (3 \cdot \tau^2)}$$

Conviene destacar que el valor de τ sigue siendo el mismo que cuando se empleó la fórmula para tensiones mínimas ya que la tensión tangencial es constante y debida solo al apriete.

Para el caso que se busca una vida del tornillo de mil ciclos se tiene:

$$\sigma_{max,axial}^{tornillo} \big|_{10^3} = \sqrt{(976,42)^2 - (3 \cdot 223,35^2)} = 896,51 \text{ MPa}$$

Para el caso que se busca una vida del tornillo de un millón de ciclos se tiene:

$$\sigma_{max,axial}^{tornillo} \big|_{10^6} = \sqrt{(929,25)^2 - (3 \cdot 223,35^2)} = 844,89 \text{ MPa}$$

Con la tensión axial máxima que sufre el tornillo es inmediato obtener la fuerza axial máxima que sufrirá el mismo si se cuenta con el valor de la sección del tornillo, 'A_s'

$$F_{max,axial}^{tornillo} = A_s \cdot \sigma_{max,axial}^{tornillo}$$

Para el caso que se busca una vida del tornillo de mil ciclos se tiene:

$$F_{max,axial}^{tornillo}|_{10^3} = \frac{157 \text{ mm}^2 \cdot 896,51 \text{ MPa}}{1000} = 140,75 \text{ kN}$$

Para el caso que se busca una vida del tornillo de mil ciclos se tiene:

$$F_{max,axial}^{tornillo}|_{10^6} = \frac{157 \text{ mm}^2 \cdot 844,89 \text{ MPa}}{1000} = 132,65 \text{ kN}$$

Finalmente, la fuerza que habrá que aplicar en la máquina para obtener dicha fuerza axial en el tornillo se obtiene utilizando la rigidez del casquillo de nuevo:

$$F_{max,axial}^{maq} = \frac{F_{max}^{tornillo} - F_T}{1 - K_C} = \frac{F_{max}^{tornillo} - F_T}{K_T}$$

Por lo tanto:

Para el caso que se busca una vida del tornillo de mil ciclos se tiene:

$$F_{max,axial}^{maq}|_{10^3} = \frac{140,75 - 105}{0,24} = 148,96 \text{ kN} \approx 150 \text{ kN}$$

Para el caso que se busca una vida del tornillo de mil ciclos se tiene:

$$F_{max,axial}^{maq}|_{10^6} = \frac{132,65 - 105}{0,24} = 115,2 \text{ kN} \approx 115 \text{ kN}$$

En la siguiente tabla de Excel quedan automatizados estos cálculos:

Datos			F min máquina [kN]	10,00	$F_{min,axial}^{maq}$
Su [MPa]	1000		F min tornillo [kN]	107,74	$F_{min,axial}^{tornillo}$
Sy [MPa]	900		Tensión normal mínima [MPa]	686,22	$\sigma_{min,axial}^{tornillo}$
As [mm^2]	157		Par absorbido por tornillo [Nm]	123,55	T _{abs}
d2 [mm]	14,701		Tensión tangencial apriete [MPa]	223,35	τ
d3 [mm]	13,546		Tensión eq multiaxial min [MPa]	787,76	$\sigma_{min,eq}^{tornillo}$
Paso [mm]	2		Tensión alterna equivalente objetivo [MPa]	800,00	σ_{SN}
Semiáng rosca β [rad]	0,524		Tensión eq multiaxial máx [MPa]	976,42	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Factor de fricción μ	0,1		Tensión normal máx [MPa]	896,51	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Áng hélice α	0,043		F max tornillo [kN]	140,75	$F_{max,axial}^{tornillo}$
Áng rozamiento φ'	0,115		F max máquina [kN]	147,56	$F_{max,axial}^{maq}$
FACTORES					
Factor Canal 2 [kN/V]	20,860		F alterna máquina [kN]	68,78	
Factor Canal 3 [kN/V]	18,732		F media máquina [kN]	78,78	
APRIETE Final					
Canal1 (2) [V]	5,25				
Canal2 (3) [V]	5,4				
Apriete axial [kN]	105,34				
Factor casquillo Kc	0,76				
Factor tornillo Kt	0,24				

Tabla 5-1 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 10⁶ ciclos.

Fuente: Elaboración propia.

Datos				
Su [MPa]	1000	F min máquina [kN]	10,00	$F_{min,axial}^{maq}$
Sy [MPa]	900	F min tornillo [kN]	107,74	$F_{min,axial}^{tornillo}$
As [mm ²]	157	Tensión normal mínima [MPa]	686,22	$\sigma_{min,axial}^{tornillo}$
d2 [mm]	14,701	Par absorbido por tornillo [Nm]	123,55	T_{abs}
d3 [mm]	13,546	Tensión tangencial apriete [MPa]	223,35	τ
Paso [mm]	2	Tensión eq multiaxial min [MPa]	787,76	$\sigma_{min,eq}^{tornillo}$
Semiáng rosca β [rad]	0,524	Tensión alterna equivalente objetivo [MPa]	500,00	σ_{SN}
Factor de fricción μ	0,1	Tensión eq multiaxial máx [MPa]	929,25	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Áng hélice α	0,043	Tensión normal máx [MPa]	844,89	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Áng rozamiento ϕ'	0,115	F max tornillo [kN]	132,65	$F_{max,axial}^{tornillo}$
		F max máquina [kN]	113,80	$F_{max,axial}^{maq}$
FACTORES				
Factor Canal 2 [kN/V]	20,860	F alterna máquina [kN]	51,90	
Factor Canal 3 [kN/V]	18,732	F media máquina [kN]	61,90	
APRIETE Final				
Canal1 (2) [V]	5,25			
Canal2 (3) [V]	5,4			
Apriete axial [kN]	105,34			
Factor casquillo Kc	0,76			
Factor tornillo Kt	0,24			

Tabla 5-2 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 1000 ciclos.

Fuente: Elaboración propia.

La fuerza máxima que puede ejercerse viene acotada por el despegue del casquillo. Dicho despegue se producirá cuando el casquillo alcance una carga de tracción igual a la carga de apriete. Es decir:

$$F_{despegue}^{maq} = \frac{F_T}{K_C}$$

Ya que la carga que se lleva el casquillo no es íntegramente la proporcionada por la máquina, sino que será ponderada por la rigidez equivalente calculada con el ensayo de rigidez, K_c . La fuerza de apriete, F_T , rondará los 105 kN, mientras que la rigidez equivalente del casquillo es del 76 % aproximadamente, por lo que la fuerza máxima de la máquina que origina el despegue del casquillo es aproximadamente 138 kN.

Puede observarse en las estimaciones realizadas en este apartado que la fuerza de máquina necesaria para obtener una vida de 1000 ciclos es superior a la fuerza de máquina que origina el despegue del casquillo. Por lo tanto, no se podrá, según las estimaciones, alcanzar una vida de 1000 ciclos con el sistema que se tiene. Además, en las normas de cálculo de tornillos suele despreciarse la tensión tangencial ' τ '. Si se desprecia dicha tensión tangencial, las estimaciones de fuerzas máximas de la máquina suben, ya que ya no se está contabilizando la tensión adicional generada por la tensión tangencial de apriete.

Como se puede apreciar en las siguientes tablas, las fuerzas máximas de máquina obtenidas son superiores a la máxima posible sin que se produzca despegue del casquillo.

F min máquina [kN]	10,00	$F_{min,axial}^{maq}$
F min tornillo [kN]	107,74	$F_{min,axial}^{tornillo}$
Tensión normal mínima [MPa]	686,22	$\sigma_{min,axial}^{tornillo}$
Par absorbido por tornillo [Nm]	0,00	T_{abs}
Tensión tangencial apriete [MPa]	0,00	τ
Tensión eq multiaxial min [MPa]	686,22	$\sigma_{min,eq}^{tornillo}$
Tensión alterna equivalente objetivo [MPa]	500,00	σ_{SN}
Tensión eq multiaxial máx [MPa]	895,41	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Tensión normal máx [MPa]	895,41	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
F max tornillo [kN]	140,58	$F_{max,axial}^{tornillo}$
F max máquina [kN]	146,84	$F_{max,axial}^{maq}$
F alterna máquina [kN]	68,42	
F media máquina [kN]	78,42	

Tabla 5-3 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 10^6 ciclos sin tener en cuenta ' τ '.

Fuente: Elaboración propia.

F min máquina [kN]	10,00	$F_{min,axial}^{maq}$
F min tornillo [kN]	107,74	$F_{min,axial}^{tornillo}$
Tensión normal mínima [MPa]	686,22	$\sigma_{min,axial}^{tornillo}$
Par absorbido por tornillo [Nm]	0,00	T_{abs}
Tensión tangencial apriete [MPa]	0,00	τ
Tensión eq multiaxial min [MPa]	686,22	$\sigma_{min,eq}^{tornillo}$
Tensión alterna equivalente objetivo [MPa]	800,00	σ_{SN}
Tensión eq multiaxial máx [MPa]	965,14	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
Tensión normal máx [MPa]	965,14	$\sigma_{max,axial}^{tornillo}$
F max tornillo [kN]	151,53	$F_{max,axial}^{tornillo}$
F max máquina [kN]	192,46	$F_{max,axial}^{maq}$
F alterna máquina [kN]	91,23	
F media máquina [kN]	101,23	

Tabla 5-4 – Cálculo de la fuerza de la máquina para 1000 ciclos sin tener en cuenta ' τ '.

Fuente: Elaboración propia.

Según las estimaciones sin tensión tangencial, ni siquiera se conseguiría una vida menor de un millón de ciclos aplicando la máxima fuerza de máquina que no despegue el casquillo, 138 kN.

Debido a que estas estimaciones no facilitan la elección de un intervalo de fuerzas de máquina donde moverse para conseguir puntos de la curva SN, se decide tomar para el primer ensayo de fatiga válido para la determinación de la vida a fatiga se va a tomar el valor máximo de fuerza posible sin que se produzca el despegue del casquillo. A partir de dicho resultado, se valorará qué carga aplicar en el siguiente ensayo.

5.2. Ensayos de fatiga

5.2.1 Metodología del ensayo de fatiga

En este apartado, se comentarán las características adicionales que se han de tener en cuenta para realizar el ensayo de fatiga de las uniones atornilladas en la máquina Instron.

Como se comentó anteriormente, en el primer ensayo para la determinación de la curva SN de la unión atornillada se tomaría una fuerza máxima de la máquina tal que no se produzca el despegue del casquillo.

El apriete con el que se trabajará será 105 kN aproximadamente. Este apriete deberá ser el mismo aproximadamente para todos los ensayos de modo que las condiciones de ensayo sean lo más parecidas posible en todos ellos. El ensayo de apriete realizado es el que está explicado en 4.6.1. ya que se trabaja con el sistema rediseñado. Debido a que se trata de un sistema complejo de piezas unidas, hay que tener en cuenta que el apriete dado inicialmente no será igual al apriete una vez se cargue y descargue el conjunto. Esta discrepancia en el apriete se debe a que, tras la primera carga, las componentes del sistema se asientan y terminan de encajar. Por ello se realiza un apriete inicial de 111,5 kN aproximadamente. Luego, una vez montado el sistema, se realiza una carga hasta 130 kN con pasos incrementales de 10 kN de fuerza. Tras alcanzar dicho valor de carga se realiza la descarga y el apriete se habrá visto modificado hasta valores cercanos a los 105 kN.

Para un apriete de 105 kN se puede ejecutar como máximo una fuerza de $105/0,76 = 138$ kN. Se tomará una carga máxima de 130 kN por tener cierto margen de seguridad. También por seguridad, la fuerza mínima de la máquina será 10 kN. Esto implica que la amplitud y la media del ciclo de carga de la máquina sean:

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{130 - 10}{2} = 60 \text{ kN}$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{130 + 10}{2} = 70 \text{ kN}$$

Para la realización del ensayo de fatiga entran en juego dos nuevos softwares y diversos elementos de conexión.

5.2.1.1 Programa Sax

El programa Sax controla la máquina Instron a través del ordenador. En este ordenador se diseña el ciclo de carga a realizar por la máquina y se registran la posición de los pistones, las cargas máximas y mínimas, el número de ciclos realizado etc... En él también se introducen los límites de seguridad tanto en posición como en carga del ensayo y el límite de ciclos que definen la vida infinita.

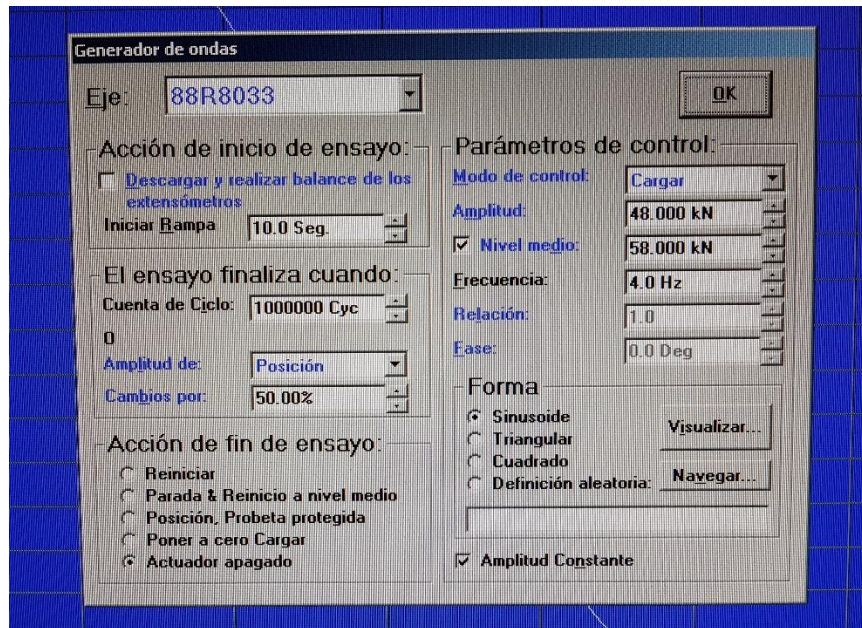


Figura 5-1 – Diseño del ciclo de carga de la máquina para ensayo 2 de curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

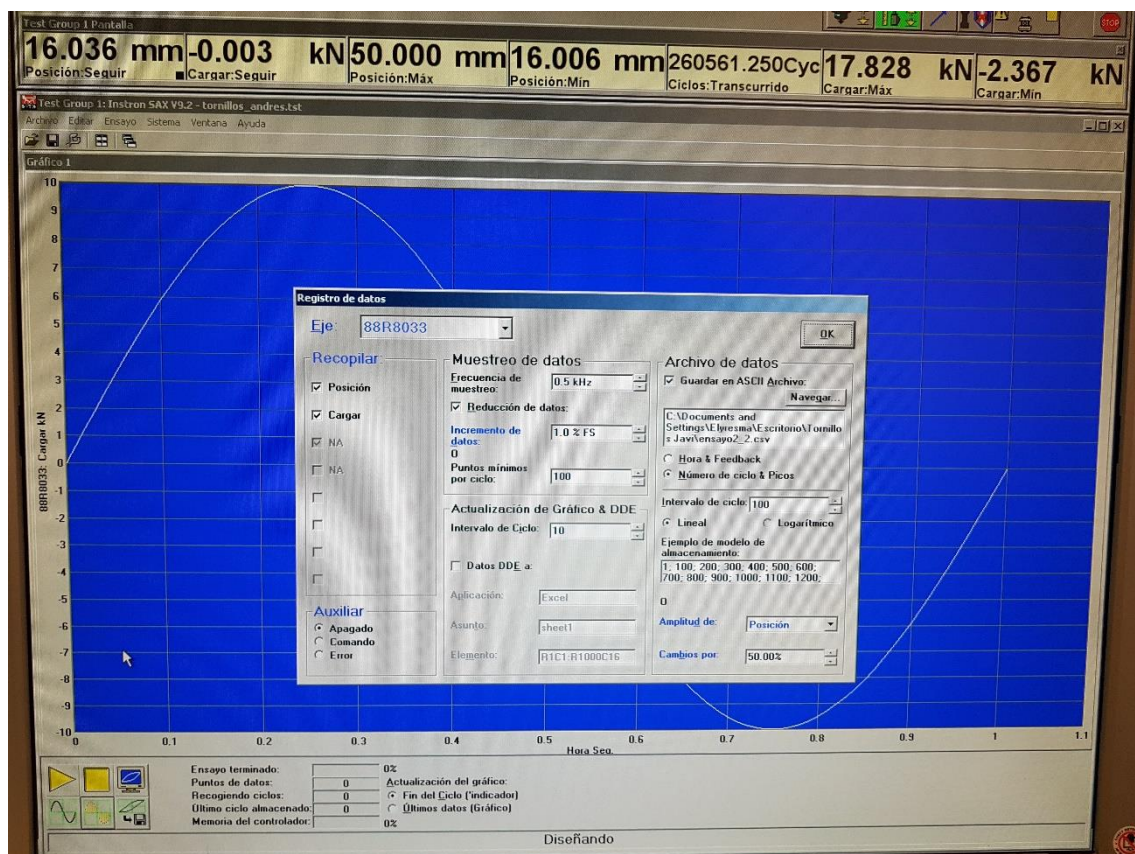


Figura 5-2 – Registro de datos del ensayo. Preparación de la segunda parte del ensayo 2.

Fuente: Elaboración propia.

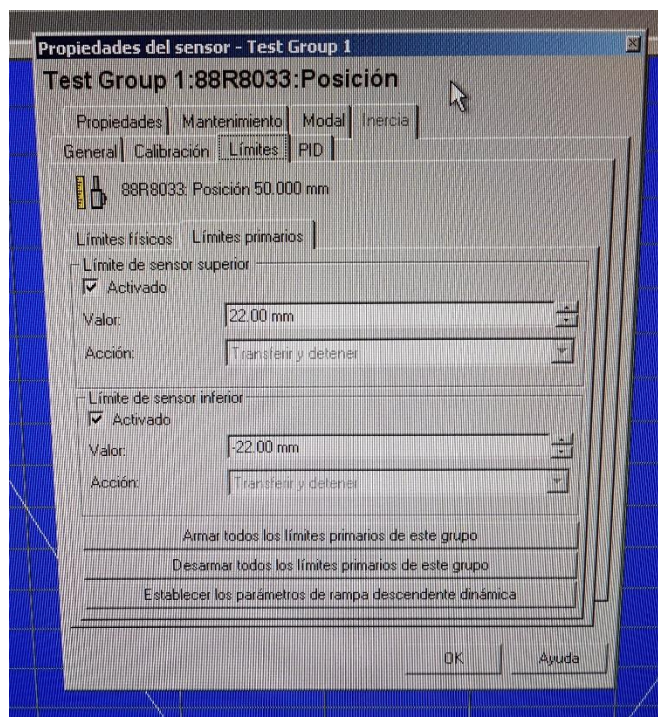


Figura 5-3 – Límites de seguridad en posición del programa Sax.

Fuente: Elaboración propia.

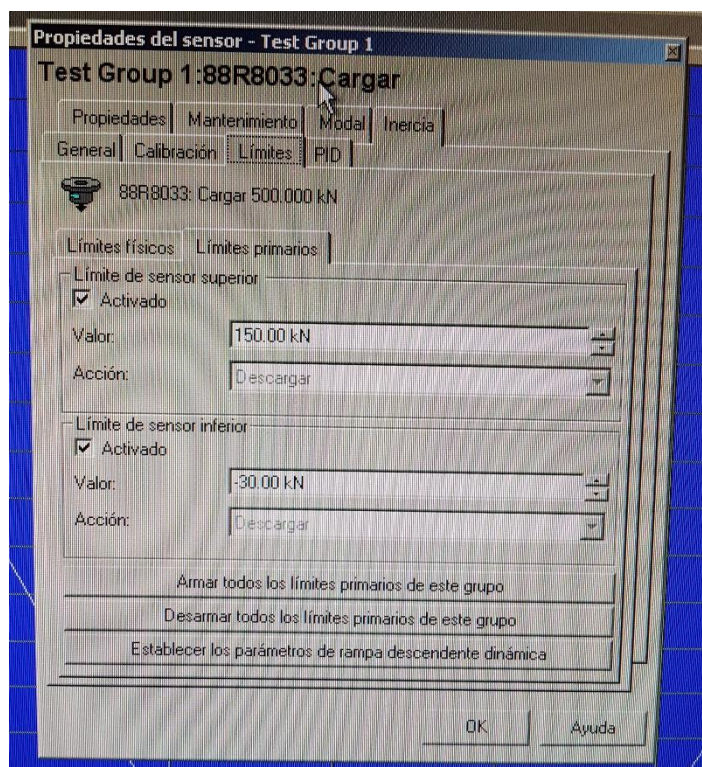


Figura 5-4 – Límites de seguridad en carga del programa Sax.

Fuente: Elaboración propia.

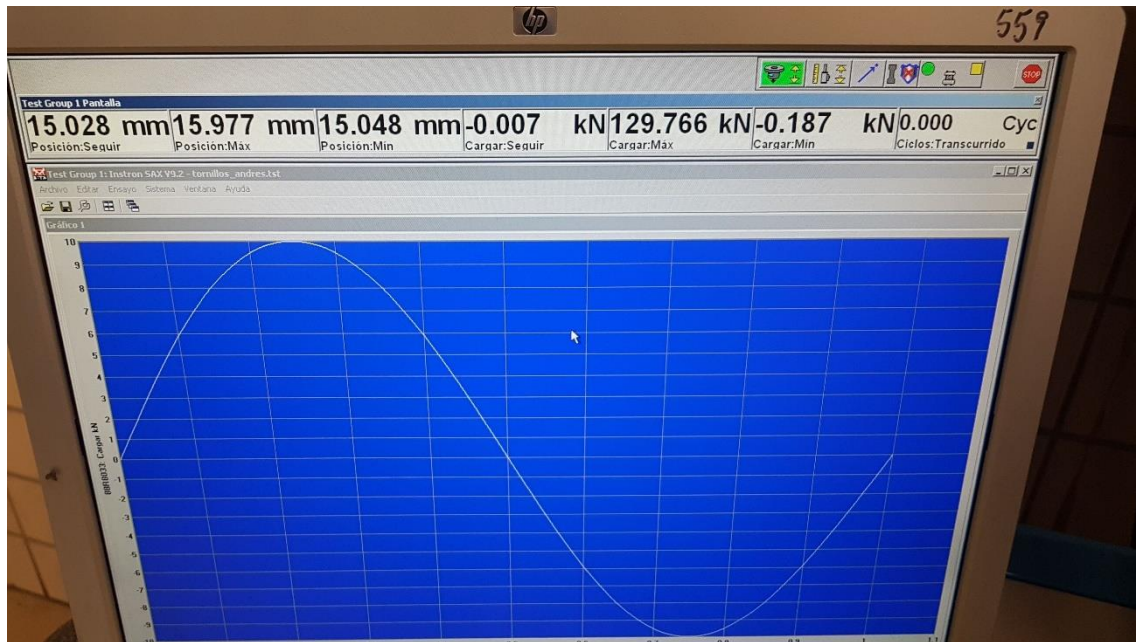


Figura 5-5 – Pantalla base del programa Sax tras diseño del ciclo de carga.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.1.2 Programa Labview

El programa Labview se utiliza en el PC17 del laboratorio. Este software permite observar las ondas de carga del casquillo. Para ello, el portátil ha de estar conectado con el SANEI a través de una tarjeta de adquisición de datos y un USB de Arduino. Dichos ciclos de carga del casquillo quedan también registrados en un bloc de notas.

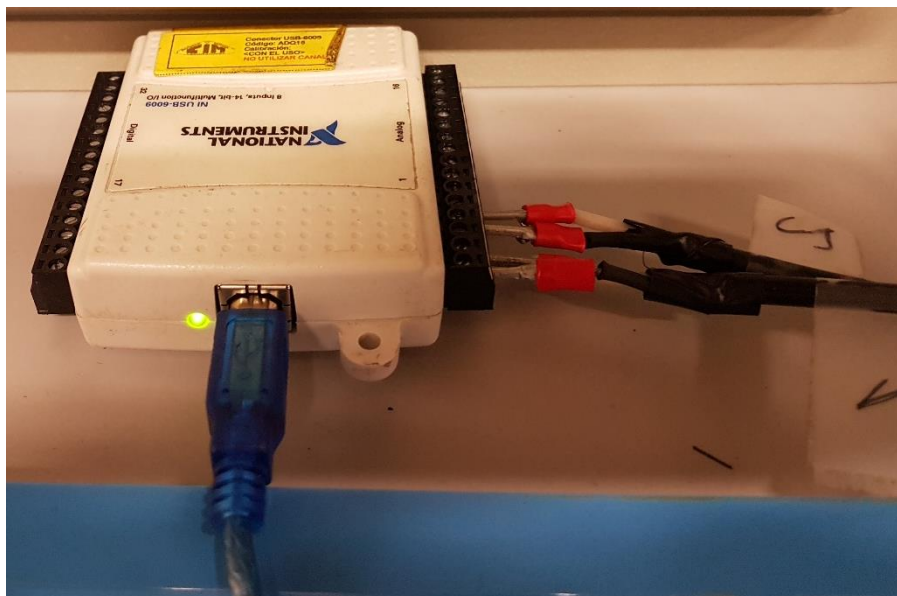


Figura 5-6 – Tarjeta de adquisición de datos.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 5-7 se muestra una instantánea de los ciclos de carga del casquillo mostrado por Labview. En este caso se ha presentado una figura del segundo ensayo de determinación de la curva SN. La fuerza máxima de la máquina es 106 kN y la fuerza mínima 10 kN.

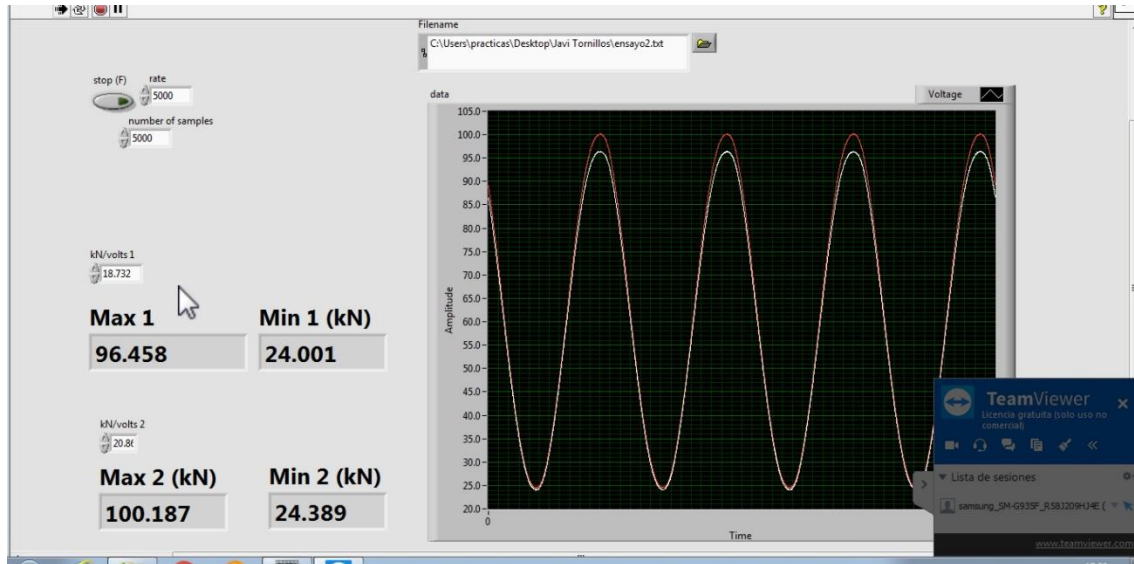


Figura 5-7 – Ciclos de carga en el casquillo para ensayo 2.

Fuente: Elaboración propia.

En la figura anterior pueden distinguirse los dos canales utilizados. En cada uno se indica el máximo valor de la fuerza que sufre el casquillo y el mínimo. Puede observarse como ambos valores son muy similares en ambos canales; indicativo de que la calibración del casquillo fue correcta.

Es interesante destacar que el máximo de carga de casquillo se produce con el mínimo de la carga de la máquina y viceversa. Esto es debido a que la máquina, al traccionar, está descomprimiendo el casquillo y, por tanto, restándole fuerza.

La fuerza máxima del será la carga de apriete menos la parte proporcional de la carga de la máquina que se lleva el casquillo. Esto es:

$$F_{max}^{casq} = F_T - (K_c \cdot F_{min}^{maq}) = 105 - (0,76 \cdot 10) = 97,4 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta la media entre los dos canales, se tiene aproximadamente dicho valor.

Del mismo modo, para la fuerza mínima del casquillo:

$$F_{min}^{casq} = F_T - (K_c \cdot F_{max}^{maq}) = 105 - (0,76 \cdot 106) = 24,4 \text{ kN}$$

El montaje entre ordenadores se muestra en la figura 5-8.

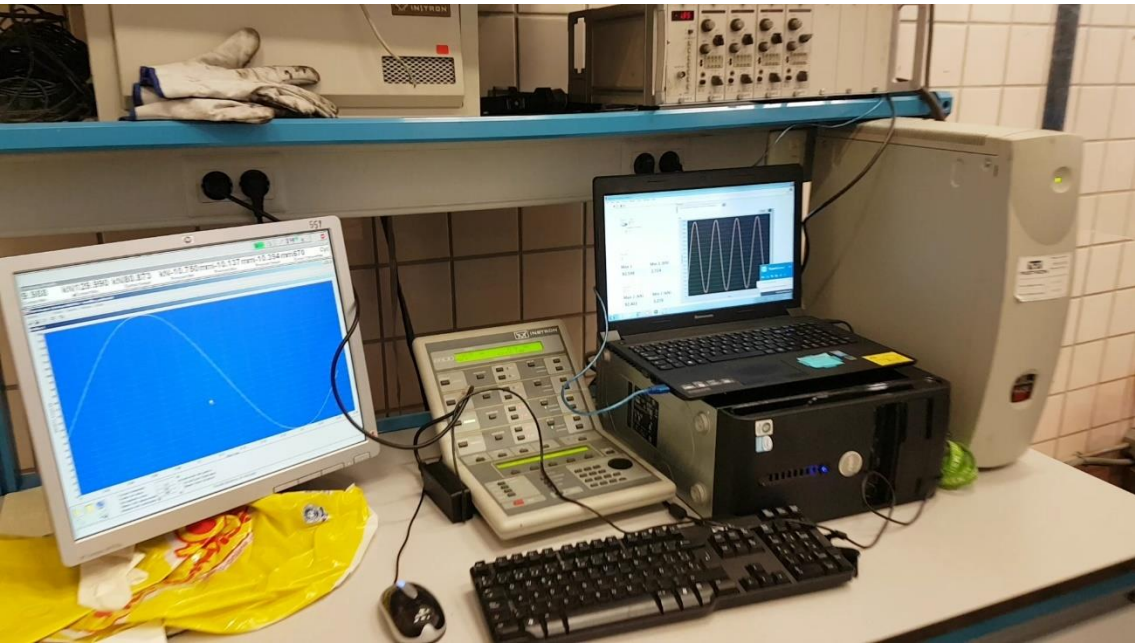


Figura 5-8 – Montaje de ordenadores para ensayo de fatiga.

Fuente: Elaboración propia.

El montaje físico de la unión no varía. Por lo tanto, es igual al explicado en el apartado 3.3.3 con la salvedad de que se utilizan las piezas fabricadas tras el rediseño (casquillo y acopladores roscados).

Cuando se produzca la rotura se numerarán el tornillo y la tuerca y se situarán con cuidado en la zona de almacenamiento y exposición de tornillos rotos.

5.2.2 Ensayos bloque 1

5.2.2.1 Ensayo 1

El primer ensayo se ha comentado anteriormente. Sus características quedan resumidas en la tabla 5-5.

Ensayo 1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,56	Canal1 (2) [V]	5,25	F _{max} [N]	130,00	σ _{max} [MPa]	869,66
	Canal2 (3) [V]	5,68	Canal2 (3) [V]	5,40	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	686,22
	Apriete axial [kN]	111,19	Apriete axial [kN]	105,34	Amplitud [N]	60,00	Amplitud [MPa]	91,72
					Nivel medio [N]	70,00	Nivel medio [MPa]	777,94

COMENTARIOS	
Ensayo realizado al máximo de la carga de la máquina teniendo como condición que no se produzca el despegue del casquillo.	
Número de ciclos: 75 749	

Tabla 5-5 – Resumen de ensayo 1 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Los 75 759 ciclos obtenidos suponen que, gracias al rediseño, se ha pasado de obtener vida infinita para una carga máxima a obtener un número de ciclos notablemente bajo. Cualquier disminución de la fuerza máxima de la máquina permitirá llegar a un número mayor de ciclos, pudiendo así construir la curva SN tras varios ensayos.

La superficie de rotura se muestra en la figura 5-9, a continuación.



Figura 5-9 – Superficie de rotura tras el ensayo 1 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que la zona de exterior color gris claro y pulida, es la zona de rotura donde se produjo el crecimiento de la grieta durante los ciclos de carga a través de zonas de deformación plástica. Esa deformación plástica a través de la que crecía la grieta es la responsable de la suavidad característica de la superficie, que toma un aspecto pulido. Una vez que la grieta llega hasta cierto punto, la sección resistente restante no puede aguantar la carga aplicada y rompe súbitamente. Cuando la rotura es súbita se suele llamar rotura frágil, pero esto no quiere decir que el material lo sea, sino que hace referencia solo a la velocidad de rotura. Esta rotura súbita se evidencia en la superficie interior de color gris oscuro e irregular.

5.2.2.2 Ensayo 2

Para la realización del segundo ensayo se tomará como fuerza máxima de la máquina aquella que provoque una amplitud del ciclo de tensión del tornillo del 80% respecto de la del primer ensayo. La fuerza mínima de la máquina permanecerá igual.

Para determinar esta fuerza máxima de la máquina se realiza el siguiente procedimiento de cálculo:

La condición es:

$$\sigma_{a_t}^{(2)} = 0,8 \cdot \sigma_{a_t}^{(1)}$$

Donde:

$$\sigma_{a_t}^{(1)} = \frac{\sigma_{max_t}^{(1)} - \sigma_{min_t}^{(1)}}{2} \quad y \quad \sigma_{a_t}^{(2)} = \frac{\sigma_{max_t}^{(2)} - \sigma_{min_t}^{(2)}}{2}$$

Por lo que:

$$\frac{\sigma_{max_t}^{(2)} - \sigma_{min_t}^{(2)}}{2} = 0,8 \cdot \frac{\sigma_{max_t}^{(1)} - \sigma_{min_t}^{(1)}}{2}$$

La tensión mínima del tornillo será la misma para ambos casos suponiendo que el apriete sea el mismo en ambos ensayos:

$$\sigma_{min_t}^{(2)} = \sigma_{min_t}^{(1)}$$

Y su valor es:

$$\sigma_{min_t} = \frac{(F_{min}^{maq} \cdot K_t) + F_T}{A_S} = \frac{(10 \cdot 0,24) + 105,34 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} \cdot \frac{10^3 \text{ N}}{1 \text{ kN}} = 686,22 \text{ MPa}$$

La tensión máxima del tornillo en el ensayo 1 se conoce:

$$\sigma_{max_t}^{(1)} = \frac{(F_{max}^{maq(1)} \cdot K_t) + F_T}{A_S} = \frac{(130 \cdot 0,24) + 105,34 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} \cdot \frac{10^3 \text{ N}}{1 \text{ kN}} = 869,22 \text{ MPa}$$

Por lo que se puede obtener la tensión máxima objetivo en el tornillo del ensayo 2.

$$\sigma_{max_t}^{(2)} = \sigma_{min_t} + \left(2 \cdot 0,8 \cdot \frac{\sigma_{max_t}^{(1)} - \sigma_{min_t}}{2} \right) = 832,62 \text{ MPa}$$

Y esta tensión está directamente relacionada con la fuerza máxima de la máquina gracias a la rigidez equivalente del tornillo:

$$F_{max}^{maq(2)} = \frac{1}{K_t} \cdot \left[\left(\frac{\sigma_{max_t}^{(2)} \cdot A_S}{1000} \right) - F_T \right] = \frac{1}{0,24} \cdot \left[\left(\frac{832,62 \cdot 157}{1000} \right) - 105 \right] \approx 106 \text{ kN}$$

Con esta fuerza se pueden obtener mediante las fórmulas ya utilizadas en el apartado 5.2.1 la amplitud y la media de las fuerzas de la máquina y de la tensión del tornillo.

En la tabla 5-6 se expone el resumen del segundo ensayo para la determinación de la curva SN. Los valores de tensión en el tornillo no son exactamente los mismos debidos a que el apriete no es el mismo que en el ensayo 1, aunque sí parecido. Como se ha comentado anteriormente, tras el apriete inicial existe cierto asentamiento de los elementos que conforman el sistema, lo cual reduce el apriete. Esta reducción no es controlable, por lo que siempre existirá cierta pequeña desviación en el apriete.

Ensayo 2	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,57	Canal1 (2) [V]	5,27	F_{max} [N]	106,00	σ_{max} [MPa]	843,84
	Canal2 (3) [V]	5,80	Canal2 (3) [V]	5,56	F_{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	697,09
	Apriete axial [kN]	112,42	Apriete axial [kN]	107,04	Amplitud [N]	48,00	Amplitud [MPa]	73,38
					Nivel medio [N]	58,00	Nivel medio [MPa]	770,47
COMENTARIOS								
Ensayo al 80% de la amplitud de tensión del tornillo obtenida en el ensayo 1. Es decir, 73,6 Mpa de tensión de tornillo. Con este % se busca una vida aproximada de 500 000 ciclos basándonos en experiencias previas con tornillos. Apagón a los 260 000 ciclos aproximadamente. Ensayo en dos partes. Número de ciclos: 273 962								

Tabla 5-6 – Resumen de ensayo 2 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Se ha obtenido una vida inferior a la esperada. Sin embargo, el número de ciclos ha aumentado considerablemente. Durante el ensayo se produjo un apagón en el laboratorio por lo que se tuvo que realizar el ensayo en dos partes de modo que el número de ciclos total fuera la suma de los ciclos de ambos ensayos. Dicho apagón no ha supuesto ninguna sobrecarga ya que el sistema queda en la posición en la que se produjo el apagón hasta que se vuelve a relanzar el ensayo.

La superficie de rotura se muestra en la figura 5-10, a continuación.



Figura 5-10 – Superficie de rotura tras el ensayo 2 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

La diferenciación entre las dos zonas de la superficie de rotura es clara también en la rotura de este segundo ensayo. Un aspecto destacable en comparación con la superficie de rotura del ensayo 1 es que las zonas de rotura tienen tamaños distintos. El ensayo 1 tenía una carga mayor que el ensayo 2. En ambos casos la grieta va propagándose, formando la superficie de color gris claro. Este crecimiento de la grieta origina una disminución de la sección resistente. Resulta evidente, por tanto, que, ante una carga mayor, la superficie resistente crítica a partir de la cual se producirá la rotura frágil (color gris oscuro) será mayor. Por ello, en el ensayo 2 (más carga) se tiene una superficie gris oscura mayor y una superficie gris clara menor que en el ensayo 1 (menos carga).

5.2.2.3 Ensayo 3

En este tercer ensayo se continúa disminuyendo la fuerza aplicada por la máquina en busca de una vida de 500 000 ciclos. Para ello, se tomará una fuerza máxima de la máquina tal que se produzca una amplitud de tensión en el tornillo igual al 90% de la amplitud de tensión del tornillo en el segundo ensayo. El procedimiento de cálculo es igual que en el ensayo 2. En este caso los valores son:

$$\sigma_{a_t}^{(3)} = 0,9 \cdot \sigma_{a_t}^{(2)}$$

$$\sigma_{min_t} = 697,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max_t}^{(2)} = 843,84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max_t}^{(3)} = 829,17 \text{ MPa}$$

Por lo que, aproximadamente:

$$F_{max}^{maq(3)} \approx 96,4 \text{ kN}$$

Ensayo 3	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,51	Canal1 (2) [V]	5,14	F_{max} [N]	96,40	σ_{max} [MPa]	804,43
	Canal2 (3) [V]	5,73	Canal2 (3) [V]	5,29	F_{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	672,35
	Apriete axial [kN]	111,14	Apriete axial [kN]	103,16	Amplitud [N]	43,20	Amplitud [MPa]	66,04
					Nivel medio [N]	53,20	Nivel medio [MPa]	738,39
COMENTARIOS								
Ensayo al 90% de la amplitud de tensión del tornillo obtenida en el ensayo 2. Es decir, 66 Mpa de tensión de tornillo. Con este % se busca una vida aproximada de 500 000 ciclos basándonos en experiencias previas con tornillos. Al llegar, el tornillo no había caído pero la máquina estaba apagada. Enciendo la máquina, comienza a subir y cae. Número de ciclos: 539 275								

Tabla 5-7 – Resumen de ensayo 3 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

En este caso el apriete quedó ligeramente por debajo de los aprietes anteriores tras el asentamiento de los elementos a pesar de que el apriete inicial era muy similar al del primer ensayo. Esto implica una vida ligeramente mayor a la que se hubiera obtenido en condiciones ideales.

El número de ciclos obtenidos es aproximadamente 500 000, por lo que se ha obtenido el resultado esperado.

La superficie de rotura se muestra en la figura 5-11, a continuación.



Figura 5-11 – Superficie de rotura tras el ensayo 3 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.4 Ensayo 4

En este cuarto ensayo se continúa disminuyendo la fuerza aplicada por la máquina en busca de una vida cercana al millón de ciclos, es decir, a la vida infinita. Para ello, se tomará una fuerza máxima de la máquina tal que se produzca una amplitud de tensión en el tornillo igual al 95% de la amplitud de tensión del tornillo en el tercer ensayo. El procedimiento de cálculo es igual que en los ensayos anteriores. En este caso los valores son:

$$\sigma_{a_t}^{(4)} = 0,95 \cdot \sigma_{a_t}^{(3)}$$

$$\sigma_{min\ t} = 684,08\ MPa$$

$$\sigma_{max\ t}^{(3)} = 816,15\ MPa$$

$$\sigma_{max\ t}^{(4)} = 809,55\ MPa$$

Por lo que, aproximadamente:

$$F_{max}^{maq(3)} \approx 92\ kN$$

Ensayo 4	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,57	Canal1 (2) [V]	5,30	F _{max} [N]	92,00	σ _{max} [MPa]	806,54
	Canal2 (3) [V]	5,80	Canal2 (3) [V]	5,26	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	681,19
	Apriete axial [kN]	112,42	Apriete axial [kN]	104,55	Amplitud [N]	41,00	Amplitud [MPa]	62,68
					Nivel medio [N]	51,00	Nivel medio [MPa]	743,86
COMENTARIOS								
Ensayo al 95% de la amplitud de tensión del tornillo obtenida en el ensayo 3. Es decir, 62 Mpa de tensión de tornillo. Con este % se busca una vida aproximada de 800 000 ciclos basándonos en experiencias previas con tornillos. Apagón a 86 000 ciclos aproximadamente. Ensayo en dos partes. Número de ciclos: 675 976								

Tabla 5-8 – Resumen de ensayo 4 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Se han obtenido casi 676 000 ciclos quedándonos algo cortos respecto a las estimaciones. Sin embargo, como se verá posteriormente, el resultado se ajusta perfectamente a la recta que se está creando.

La superficie de rotura se muestra en la figura 5-12 presentada a continuación. En la periferia de la superficie de rotura pueden detectarse, sin necesidad de microscopio, los puntos donde se iniciaron las múltiples grietas que finalmente coalescieron y originaron la macrogrieta que precipitó al tornillo hacia la rotura súbita.



Figura 5-12 – Superficie de rotura tras el ensayo 4 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.5 Ensayo 5

Debido a que con los cuatro ensayos anteriores se pudo crear una curva de fatiga inicial y que dicha curva de fatiga inicial formaba una recta casi perfecta, se pudieron ver las zonas donde faltaban puntos experimentales para confirmar la recta creada. A partir de ello, se estimó que la amplitud de tensión en el tornillo para este quinto ensayo debía ser de aproximadamente 80 MPa. Con ello se pretendía obtener una vida de 175 000 ciclos aproximadamente.

Igual que en los ensayos anteriores, gracias a los datos de rigidez obtenidos previamente se calcula la fuerza máxima de la máquina Instron para llevar al tornillo a dicho estado tensional.

$$\frac{\sigma_{max}^{(5)} - \sigma_{min}^{(5)}}{2} = 80 \rightarrow \sigma_{max}^{(5)} = 160 + 684 = 844 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max t}^{(5)} = \frac{(F_{max}^{maq(5)} \cdot K_t) + F_T}{A_S} \rightarrow F_{max}^{(5)} \approx 114,6 \text{ kN}$$

Ensayo 5	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,58	Canal1 (2) [V]	5,38	F_{max} [N]	114,60	σ_{max} [MPa]	865,49
	Canal2 (3) [V]	5,80	Canal2 (3) [V]	5,58	F_{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	705,59
	Apriete axial [kN]	112,52	Apriete axial [kN]	108,38	Amplitud [N]	52,30	Amplitud [MPa]	79,95
					Nivel medio [N]	62,30	Nivel medio [MPa]	785,54
COMENTARIOS								
Ensayo con 80 Mpa de alterna en el tornillo.								
Se busca una vida aproximada de 175 000 ciclos basándonos en resultados anteriores.								
Todo correcto.								
Número de ciclos: 166 227								

Tabla 5-9 – Resumen de ensayo 5 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Este ensayo se produjo sin ningún sobresalto y el resultado obtenido fue muy cercano al esperado. De hecho, el punto se situó perfectamente sobre la curva de fatiga provisional.

La superficie de rotura se presenta en la figura 5-13 a continuación.



Figura 5-13 – Superficie de rotura tras el ensayo 5 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar como siempre la rotura del tornillo se produce de manera similar. Existen varios puntos de iniciación de la grieta que luego se unen y provocan una rotura súbita con un ángulo y una forma muy similares en todos los casos.

5.2.2.6 Ensayo 6

El último punto pendiente de obtener de la curva de fatiga se obtuvo a partir de una carga de máquina tal que provocara una tensión alterna en el tornillo de 60 MPa; provocando así una vida estimada aproximada de 900 000 ciclos.

Igual que en los ensayos anteriores, gracias a los datos de rigidez obtenidos previamente se calcula la fuerza máxima de la máquina Instron para llevar al tornillo a dicho estado tensional.

$$\frac{\sigma_{max}^{(6)} - \sigma_{min}^{(6)}}{2} = 60 \rightarrow \sigma_{max}^{(6)} = 120 + 684 = 804 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max t}^{(6)} = \frac{(F_{max}^{maq(6)} \cdot K_t) + F_T}{A_S} \rightarrow F_{max}^{(6)} \approx 88,5 \text{ kN}$$

Ensayo 6	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal1 (2) [V]	5,48	Canal1 (2) [V]	5,33	F _{max} [N]	88,50	σ _{max} [MPa]	827,04
	Canal2 (3) [V]	5,94	Canal2 (3) [V]	5,66	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	707,04
	Apriete axial [kN]	112,79	Apriete axial [kN]	108,61	Amplitud [N]	39,25	Amplitud [MPa]	60,00
					Nivel medio [N]	49,25	Nivel medio [MPa]	767,04
COMENTARIOS								
Ensayo con 60 Mpa de alterna en el tornillo. Se busca una vida aproximada de 950 000 ciclos basándonos en resultados anteriores. Vida infinita. No rompe. Avería del Sanei. Distinto a los otros 5 ensayos. Número de ciclos: 1 000 000								

Tabla 5-10 – Resumen de ensayo 6 para determinación de la curva SN.

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos con este ensayo no son satisfactorios. El tornillo no se rompe, llega a vida infinita. Al finalizar el ensayo observamos que el Sanei marca valores dispares. Además, no tiene buena repetibilidad. Tras revisarlo durante un tiempo, llega un momento en el que deja de marcar voltaje, por lo que se da por averiado.

Tras la avería del Sanei se decide representar la curva de fatiga con los 5 puntos obtenidos de los ensayos anteriores y cambiar de Sanei.

5.2.3 Curva de fatiga

Una vez finalizados los ensayos se dibuja con ayuda del programa Matlab la curva tensión alterna vs número de ciclos obtenida. La tensión alterna que sufre el tornillo se obtiene fácilmente teniendo en cuenta que se conocen la tensión máxima y la mínima.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

En la figura 5-14 se muestra en escala doblemente logarítmica dicha curva. Puede observarse que la línea de tendencia considerablemente exacta teniendo en cuenta que se tratan de ensayos de fatiga, donde la dispersión suele ser notable. Se representan solo los 5 ensayos fiables debido a la rotura del Sanei.

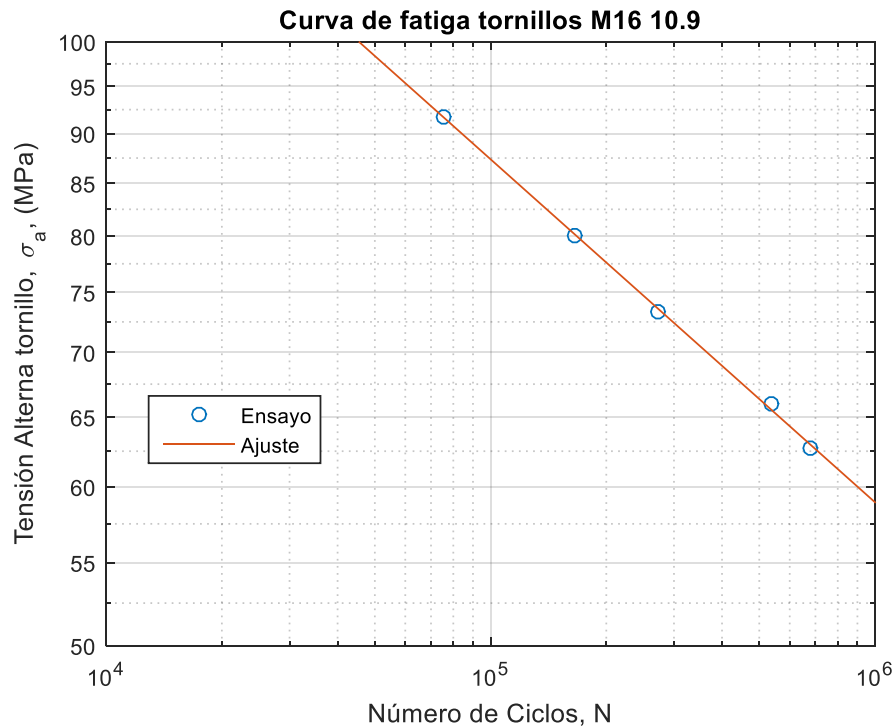


Figura 5-14 – Curva SN de tornillos M16 en escala doblemente logarítmica.

Fuente: Elaboración propia.

Una vez se tiene la curva de fatiga puede pasarse al siguiente bloque de ensayos.

5.3. Confirmación de carga para vida de 500 000 ciclos

En este bloque de ensayos se pretende confirmar la carga de la máquina que provoca una tensión alterna en el tornillo tal que la vida obtenida es de 500 000 ciclos.

5.3.1 Determinación de la carga

Utilizando la curva obtenida con los 5 ensayos de fatiga anteriores y con ayuda del programa Matlab, se obtiene la tensión alterna que debe sufrir el tornillo para romper a 500 000 ciclos. El pequeño código utilizado se expone a continuación:

```
close all
clear all
clc

N = [75749,166227,273962,539275,675976];
S = [91.72,80.0,73.38,66.04,62.68];

p = polyfit(log10(N),log10(S),1);
n = [1e4 1e6];
sgm = 10.^(polyval(p,log10(n)));

loglog(N,S,'o',n,sgm)
title('Curva de fatiga tornillos M16 10.9')
xlabel('Número de Ciclos, N')
ylabel('Tensión Alternativa tornillo, \sigma_a, (MPa)')
```

```

legend({'Ensayo','Ajuste'},'location','best')
grid on
ylim([50,100])

n = 500000;
sgm500 = 10.^(polyval(p,log10(n)));
fprintf('Amplitud de la tensión alterna para una vida de 500.000: %g MPa\n',sgm500)

```

Con este código, se obtiene una tensión alterna $\sigma_a = 66,358$ MPa.

Realizando el procedimiento ya realizado anteriormente en los ensayos para la curva de fatiga se puede obtener la fuerza de la máquina que conlleva dicha tensión alterna en el tornillo.

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 66,358 \rightarrow \sigma_{max} = 2 \cdot 66,358 + 686 = 818,716 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{(F_{max}^{maq} \cdot K_t) + F_T}{A_S} \rightarrow F_{max}^{maq} \approx 98,1 \text{ kN}$$

Hay que recordar que, para obtener estos resultados, se ha supuesto un apriete de 105 kN y se asume que la fuerza mínima de la máquina es de 10 kN. En realidad, lo ideal habría sido realizar el cálculo de la fuerza a aplicar en la máquina una vez se hubiera realizado el apriete, sin suponer éste. Así, la tensión que realmente sufre el tornillo coincidiría con 66,358 MPa. Al haber supuesto la fuerza de apriete, la tensión será similar pero no exactamente igual. Este error se cometió debido a la inexperiencia en el campo de la experimentación, pero se no provoca la invalidez de los resultados ya obtenidos, ya que se tomará para futuros ensayos dicha tensión en el tornillo similar pero no igual.

5.3.2 Calibración del casquillo con nuevo Sanei

Debido a la utilización de un nuevo Sanei, es preciso realizar de nuevo la calibración del casquillo. El nuevo Sanei cuenta con tres canales en lugar de cuatro y requiere del uso de un multímetro ya que el display no está en buenas condiciones.

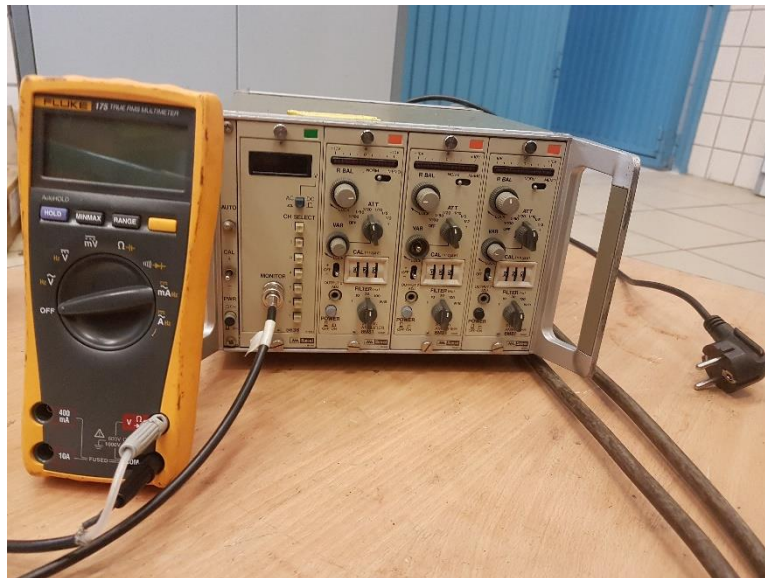


Figura 5-15 – Nuevo Sanei a usar en los ensayos.

Fuente: Elaboración propia.

El procedimiento explicado en el apartado 3.1.4 se realiza sobre el casquillo utilizando el nuevo Sanei. La única diferencia respecto a las calibraciones anteriores es que se utiliza esta vez otro modelo de máquina MTS. El montaje sigue siendo el mismo, como se muestra en la siguiente figura.



Figura 5-16 – Montaje de calibración en otro modelo de máquina MTS.

Fuente: Elaboración propia.

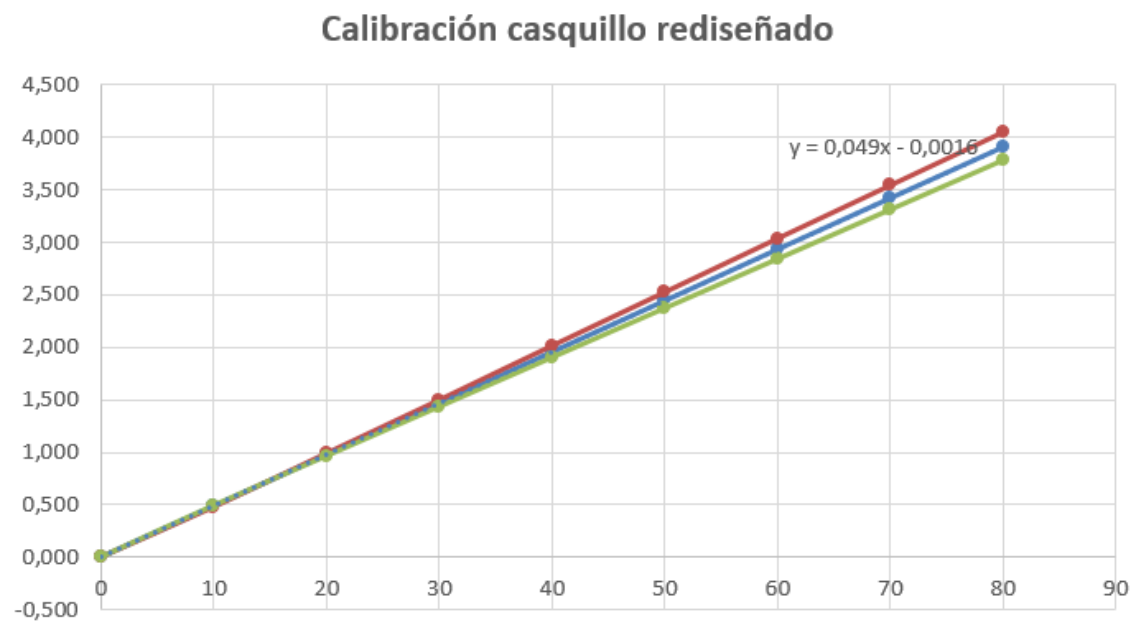


Figura 5-17 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo con el nuevo Sanei.

Fuente: Elaboración propia.

MEDIA		
FUERZA (kN)	VOLTAJE 2s (V)	VOLTAJE 3s (V)
0	0,00075	0,00125
10	0,47875	0,49350
20	0,98875	0,96425
30	1,49725	1,43325
40	2,01450	1,90175
50	2,52475	2,37050
60	3,03600	2,83975
70	3,54300	3,30975
80	4,04925	3,77950

Tabla 5-11 - Datos medios por canal y en media para el casquillo con el nuevo Sanei.

Fuente: Elaboración propia.

	Pendiente	Factor [kN/V]
Canal 2s 2r	0,050847917	19,66648912
Canal 3s 1r	0,047083333	21,23893805
Media	0,048965625	20,42249027

Tabla 5-12 - Datos medios por canal y en media para el casquillo el casquillo con el nuevo Sanei.

Fuente: Elaboración propia.

	Tensión SANEI
Canal 2s 2r	4,906823958
Canal 3s 1r	4,543541667
Media	4,725182813
F objetivo [kN]	96,5

Tabla 5-13 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo con el nuevo Sanei.

Fuente: Elaboración propia.

Tras la calibración de este nuevo Sanei, se comprobó que los ensayos anteriores fueron realizados correctamente. Se llegó a la conclusión de que el apriete realizando en los ensayos de rotura, realmente era de aproximadamente 96 kN en lugar de los 112 kN que se pensaba estar aplicando. Para llegar a tal conclusión se ha utilizado el dato conocido sobre el par de apriete que se estaba dando, 266 Nm. Dando ese mismo par de apriete, pero midiendo la fuerza de apriete con el nuevo Sanei calibrado, se pudo obtener la fuerza de apriete real de forma aproximada. Es de forma aproximada porque la relación entre la fuerza de apriete obtenida y el momento torsor aplicado, depende directamente de la lubricación dada a la unión, la cual no es igual en todos los ensayos debido a que se realiza manualmente. A este variable se le suma la de que la llave dinamométrica tiene más error de medida para valores cercanos a su límite inferior de medida. Al tratarse de una llave dinamométrica que trabaja en un rango entre 130 Nm y 1300 Nm, los valores alrededor de los 250 Nm con los que trabajamos están cerca de su límite inferior.

5.3.3 Ensayos bloque 2

Como se comentó en el planteamiento inicial, se realizarán 4 ensayos para confirmar la carga calculada en el apartado anterior. Para estos ensayos se añade una arandela de 1 mm de espesor entre la tuerca y el acoplador roscado, como se puede observar en la figura siguiente. El hecho de añadir la arandela puede variar ligeramente la curva de fatiga, pero dicho cambio no debe notarse teniendo en cuenta la propia dispersión de los ensayos de fatiga. La razón por la que se añade la arandela es para poder realizar el análisis de la influencia del filete crítico también variando el paso en negativo, tal y como se comentó en el planteamiento inicial.



Figura 5-18 – Unión atornillada con arandela durante ensayo de apriete.

Fuente: Elaboración propia.

Los cuatro ensayos han de ser en las mismas condiciones dentro de lo posible. A continuación, se muestran las características de cada uno de los cuatro ensayos, así como las superficies de rotura de los tornillos en cada caso.

5.3.3.1 Ensayo 7

La fuerza de la máquina utilizada es la obtenida en el apartado 5.3.1. Sin embargo, como en dicho apartado se comenta, esa fuerza está calculada para un apriete presupuesto e igual a 105 kN. La realidad es que dicho apriete resultó ser de 100 kN por lo que la amplitud de tensión sobre el tornillo varía respecto al objetivo (66,358 MPa), que es la que originaba una vida de 500 000 ciclos según la curva de fatiga obtenida.

La amplitud de tensión aplicada sobre el tornillo resulta ser 67,34 MPa, que es un valor cercano al objetivo, pero superior, por lo que se obtendrán vidas inferiores a 500 000 ciclos.

Es importante también mantener un apriete aproximadamente constante e igual a 266 Nm, que es el que se está utilizando en los ensayos. Sin embargo, debido a que la lubricación de la unión antes del apriete es manual, ésta no se hace igual en todos los ensayos, provocando que, para momento torsor aplicado idéntico, se produzcan valores de apriete distintos.

Ensayo 7	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,87	Canal 2r (2s) [V]	4,52	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	743,24
	Canal 3s (1r) [V]	4,93	Canal 3s (1r) [V]	4,58	F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	608,57
	Apriete axial [kN]	100,23	Apriete axial [kN]	93,14	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	266	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	675,90	
COMENTARIOS								
Casquillo fino calibrado de nuevo (la 2ª). Ensayo con una arandela de 1 mm sobre tuerca.								
Según curva de ensayo la carga debe ser tal que se tengan 66,36 MPa de tensión en el tornillo.								
Apriete inicial de 266 Nm que son aproximadamente 100 kN de apriete								
Número de ciclos: 346 628								

Tabla 5-14 – Resumen de ensayo 7 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

El resultado es considerablemente inferior al objetivo (500 000 ciclos). Sin embargo, debido a las numerosas variables comentadas al comienzo de este apartado y a la propia dispersión de los ensayos de fatiga, conviene continuar con los ensayos y comparar los resultados entre sí.

La superficie de rotura del tornillo ensayado en este caso se presenta en la figura 5-19 a continuación.



Figura 5-19 – Superficie de rotura tras el ensayo 7 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

5.3.3.2 Ensayo 8

Se tratan de repetir las condiciones del ensayo anterior. Como se ha comentado, debido a la lubricación, se obtiene una fuerza de apriete ligeramente distinta, en este caso, superior.

De todos modos, cualquier cambio en la fuerza de apriete provocará diferencias en los valores de tensión máxima y mínima que sufre el tornillo, pero no afectará a la amplitud de éste.

Ensayo 8	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,96	Canal 2r (2s) [V]	4,65	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	756,81
	Canal 3s (1r) [V]	4,97	Canal 3s (1r) [V]	4,67	F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	622,13
	Apriete axial [kN]	101,59	Apriete axial [kN]	95,28	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		266	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	689,47
COMENTARIOS								
Repetimos con las mismas condiciones de amplitud de tensión en el tornillo.								
Debido posiblemente a diferencias en lubricación, se tiene un apriete algo superior.								
El nº de ciclos obtenido, según la curva de fatiga que se tiene, es para tensión de 67,07 MPa.								
Número de ciclos 469 645								

Tabla 5-15 – Resumen de ensayo 8 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

A pesar de que el ensayo se haya realizado prácticamente en las mismas condiciones, el número de ciclos de vida obtenido es considerablemente superior, aunque también menor a los 500 000 ciclos. Esto es debido, posiblemente, a la dispersión típica de los ensayos de fatiga.

Según la curva de fatiga obtenida anteriormente, la tensión alterna en el tornillo que provoca dicha vida es 67,07 MPa, que está cerca de los 67,34 MPa aplicados realmente.

La superficie de rotura del tornillo ensayado en este caso se presenta en la figura 5-20 a continuación.

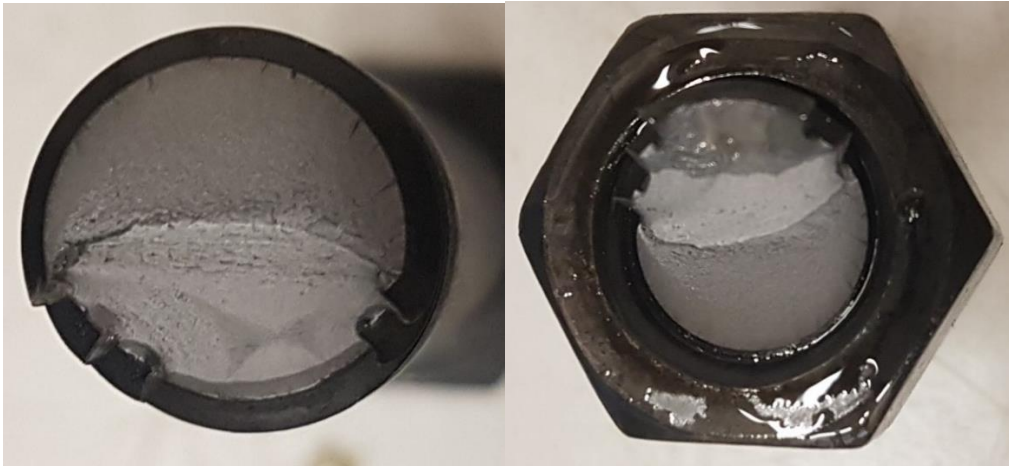


Figura 5-20 – Superficie de rotura tras el ensayo 8 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

5.3.3.3 Ensayo 9

Al igual que en el ensayo anterior, para un mismo momento torsor aplicado en el ensayo de apriete, se obtiene una fuerza de apriete ligeramente distinta. Esta vez, inferior.

Ensayo 9	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,85	Canal 2r (2s) [V]	4,41	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	728,17
	Canal 3s (1r) [V]	4,87	Canal 3s (1r) [V]	4,46	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	593,49
	Apriete axial [kN]	99,43	Apriete axial [kN]	90,78	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		266	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	660,83
COMENTARIOS								
Repetimos. Mismas condiciones.								
La arandela comienza a estropearse.								
Número de ciclos: 403 613								

Tabla 5-16 – Resumen de ensayo 9 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida es del orden de las anteriores, por lo que poco a poco se certifica que los ensayos son coherentes entre sí.

La arandela de 1 mm utilizada comienza a estropearse debido a los altos aprietes y a su baja calidad. Se realiza un nuevo pedido a Cortés Vasallo de 5 arandelas de 1 mm y 5 de 0,5 mm, pero de acero F-127, que es de calidad muy superior.

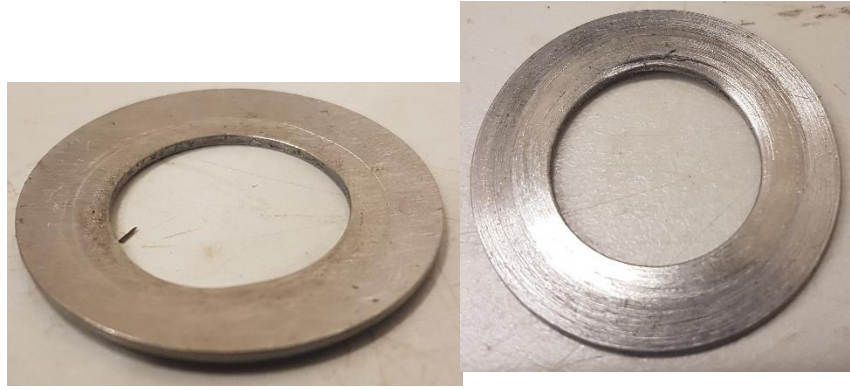


Figura 5-21 – Anverso y reverso de la arandela de 1 mm utilizada en este grupo de ensayos.

Fuente: Elaboración propia.

La superficie de rotura del tornillo ensayado en este caso se presenta en la figura 5-22 a continuación.



Figura 5-22 – Superficie de rotura tras el ensayo 9 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

5.3.3.4 Ensayo 10

Debido a que se pretenden aplicar siempre las mismas condiciones, se reutiliza en este ensayo la arandela degradada. Debido a la rotura de las galgas del canal 2 del casquillo, solo sirven de guía el apriete marcado por el canal 3 del Sanei y el momento torsor aplicado. Quizás por ello el apriete obtenido es el más diferente de los 4 ensayos.

Ensayo 10	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	OFF	Canal 2r (2s) [V]	OFF	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	711,10
	Canal 3s (1r) [V]	4,58	Canal 3s (1r) [V]	4,15	F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	576,43
	Apriete axial [kN]	97,17	Apriete axial [kN]	88,10	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	266	Nm	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	643,77
COMENTARIOS								
Repetimos, mismas condiciones. Se estropea el canal 2 del casquillo.								
Guia de apriete solo los 266 Nm y lo que marque el canal 3.								
Se usa la arandela estropeada. El casquillo roscado tiene una pequeña mella en el primer filete.								
Número de ciclos: 439 057								

Tabla 5-17 – Resumen de ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados esperados son los esperados a pesar de la rotura del canal 2. Para los próximos ensayos será necesario galgar de nuevo dicho canal y realizar una nueva calibración.

El casquillo roscado tiene una pequeña mella en los primeros filetes, como se puede observar en la figura 5-23. Sin embargo, tras una inspección visual no se visualizan grietas. Además, no provoca complicaciones a la hora de roscarlo con el cilindro, por lo que se continúan los ensayos sin mayor novedad. Eso sí, a partir de ahora se realizarán inspecciones visuales más a menudo sobre los distintos elementos del utillaje.



Figura 5-23 – Mella en el primer filete del casquillo roscado tras el ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

La superficie de rotura del tornillo ensayado en este caso se presenta en la figura 5-24 a continuación.

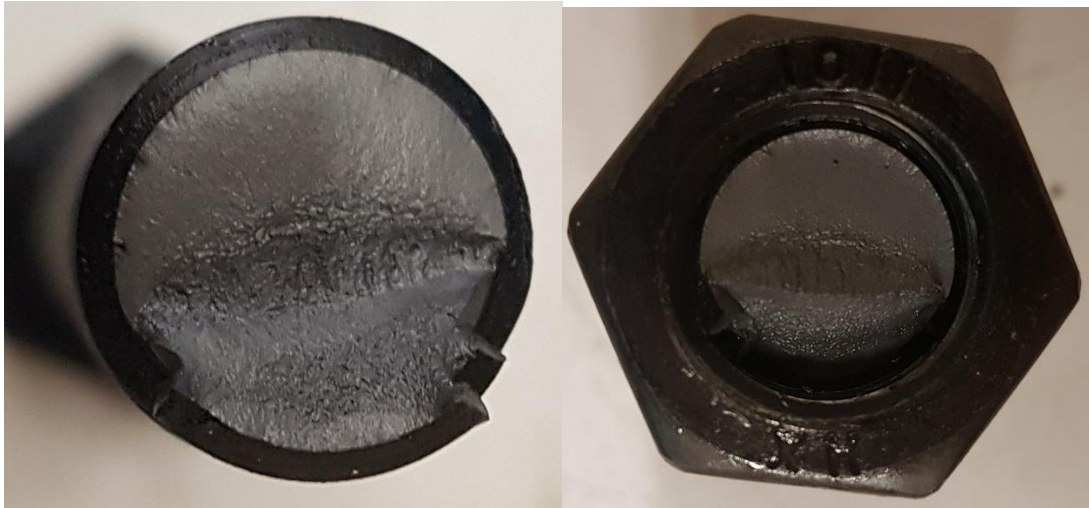


Figura 5-24 – Superficie de rotura tras el ensayo 10 para determinación de la carga de ensayo.

Fuente: Elaboración propia.

5.3.4 Análisis de resultados

Una vez realizados los 4 ensayos, se representan en la figura 5-25 las distintas vidas obtenidas sobre la curva de fatiga obtenida en el primer bloque.

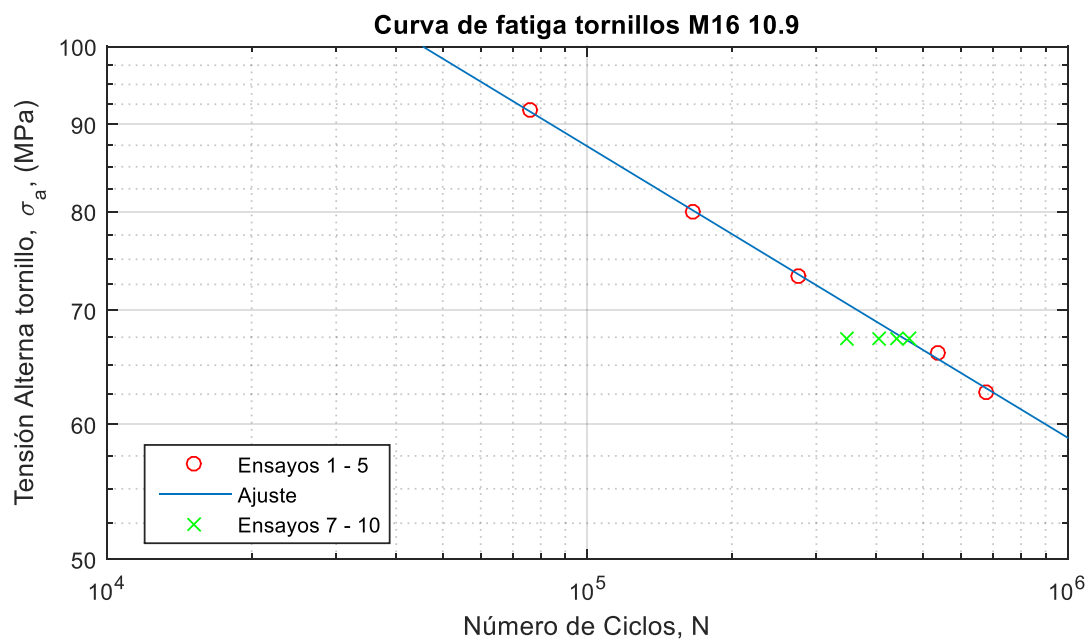


Figura 5-25 – Curva SN de tornillos M16 en escala doblemente logarítmica con resultados de los dos primeros bloques.

Fuente: Elaboración propia.

Puede observarse que los resultados obtenidos están situados de la forma esperada, con cierta dispersión en torno al valor de la vida que la curva de ensayo asocia a una amplitud de tensión en el tornillo igual a 67,34 MPa.

La media de las cuatro vidas obtenidas es 414 736 ciclos con desviación estándar de 52 817 ciclos, cuya tensión alterna asociada según la curva de ensayo sería 68,5 MPa. Este valor es superior al realmente aplicado. Esta diferencia es probablemente debida, además de a la clásica dispersión de los ensayos de fatiga, a las distintas dificultades sufridas durante la obtención de la curva de fatiga, ya que el apriete aplicado se conoce tan solo de manera aproximada.

Por lo tanto, en lugar de trabajar con 500 000 ciclos como vida total del tornillo, se trabajará con 414 736 ciclos. De este modo, la mitad de vida serán 207 368 ciclos.

5.3.5 Calibración de casquillo por degradación de las galgas

Las galgas extensométricas del casquillo son muy delicadas. Debido al constante transporte entre las ubicaciones de la máquina Instron y el taller de apriete y a la continua utilización, las galgas pueden degradarse. Esto ocurrió con las galgas del canal 2, como se ha comentado en el ensayo número diez.

El procedimiento explicado en el apartado 3.1.4 se realiza sobre el casquillo utilizando el nuevo Sanei.

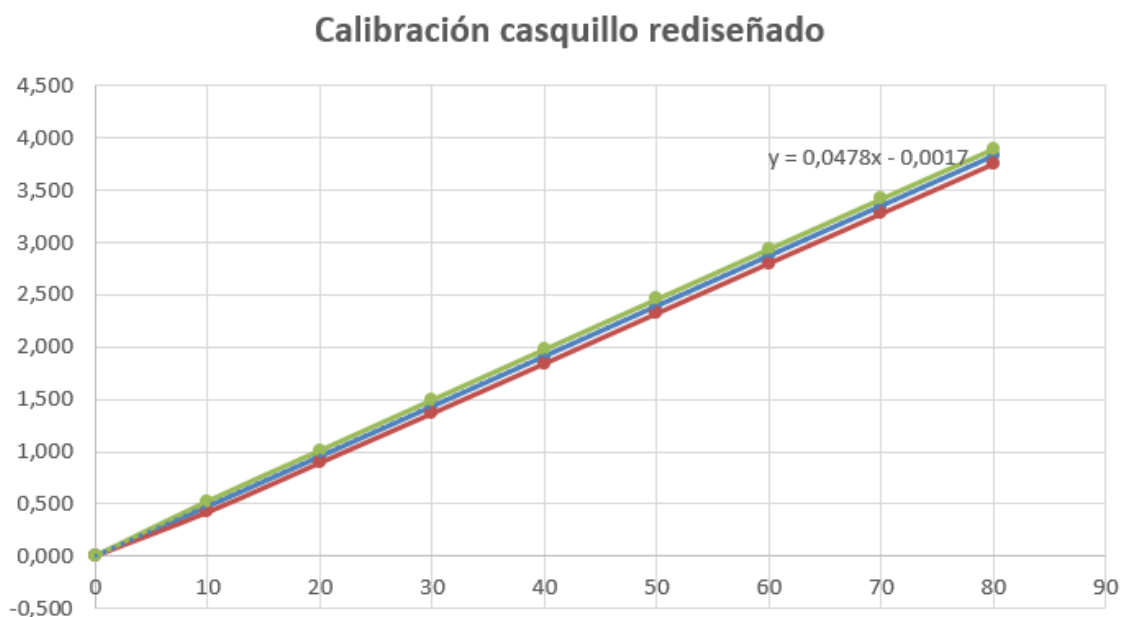


Figura 5-26 - Gráfico Tensión [V] – Fuerza [kN] para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.

Fuente: Elaboración propia.

MEDIA		
FUERZA (kN)	VOLTAJE 2s (V)	VOLTAJE 3s (V)
0	0,00425	0,00275
10	0,42175	0,52725
20	0,89325	1,01200
30	1,36600	1,49575
40	1,84175	1,97875
50	2,32100	2,45975
60	2,80000	2,94000
70	3,27575	3,41950
80	3,75125	3,89850

Tabla 5-18 - Datos medios por canal y en media para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.

Fuente: Elaboración propia.

	Pendiente	Factor [kN/V]
Canal 2s 2r	0,0471975	21,1875629
Canal 3s 1r	0,04846625	20,63291466
Media	0,047831875	20,90656074

Tabla 5-19 - Datos medios por canal y en media para el casquillo el casquillo con nuevas galgas en canal 2.

Fuente: Elaboración propia.

	Tensión SANEI
Canal 2s 2r	4,55455875
Canal 3s 1r	4,676993125
Media	4,615775938
F objetivo [kN]	96,5

Tabla 5-20 - Tabla interactiva que da el voltaje [V] a obtener para una fuerza dada [kN] para el casquillo con nuevas galgas en el canal 2.

Fuente: Elaboración propia.

Una vez realizada esta nueva calibración, se puede continuar con los ensayos. En este caso, los próximos ensayos son ya los de filete crítico.

6 ENSAYOS DE FILETE CRÍTICO

*Un refrán japonés dice literalmente “Iza la vela con tu mano más fuerte”.
Eso significa que en la vida tienes que ir tras las oportunidades para las
cuales estás mejor equipado.*

- Soichiro Honda -

Una vez se ha obtenido la curva de fatiga de los tornillos y se ha confirmado la carga que los hace romper, en media, a 414 736 ciclos, se pueden comenzar a realizar los ensayos protagonistas de este proyecto. Conviene recordar que estos ensayos se dividen en dos ensayos de fatiga. El primero de ellos tiene una duración de 207 368 ciclos, la mitad de la vida obtenida, en media, y sirve para desgastar el tornillo. El segundo de ellos debe ser hasta la rotura y se realiza sobre la unión modificada de modo que el filete crítico se sitúe en una posición distinta a la del ensayo de desgaste. El objetivo con este cambio es cuantificar el efecto que tiene sobre la vida de la unión.

A continuación, se expone la metodología a seguir para la realización de estos ensayos:

6.1. Metodología de ensayo

6.1.1 Ensayo de apriete 1

Lo primero es realizar el ensayo de apriete al conjunto tal y como se explica en el apartado 4.7.1. Hay dos aspectos que comentar en este punto:

El primero es que el montaje ha de tener una arandela de 1 mm de espesor entre la tuerca y el acoplador roscado, ya que ésta es la referencia que se toma. El montaje de referencia se llevará a los 207 368 ciclos y luego se desmontará para dar lugar a un nuevo montaje modificado o no según el bloque de ensayos que toque.

El segundo comentario es que el apriete inicial objetivo ha de ser 100 kN aproximadamente, ya que es el que se ha tenido siempre como objetivo en los ensayos anteriores.

6.1.2 Ensayo de desgaste

Se ha denominado “ensayo de desgaste” a aquel que se realiza sobre el conjunto de referencia durante 207 368 ciclos bajo una carga seleccionada para que se produzca la rotura a 414 736 ciclos. La metodología de ensayo es muy similar a la explicada en el apartado 5.2.1. La única diferencia es que el valor de carga es el mismo para todos los ensayos y que el número de ciclos límite es 207 368.

Antes de comenzar el ensayo se aplicará una carga cercana al despegue del casquillo, concretamente 120 kN. Se llegará a dicha carga de forma incremental con pasos de 10 kN. Luego, se descarga del mismo modo hasta llegar a 0 kN. Tras esta carga se habrá producido cierta deformación plástica, provocando que la tensión media sea menor que si no se hubiera realizado esa primera carga. El valor de dicha tensión media no tiene un efecto notable; sin embargo, sí es importante que dicha tensión media sea aproximadamente igual en todos los ensayos. Por ello, se debe realizar dicha carga inicial en todos los ensayos de desgaste. Tras la carga y la descarga el apriete habrá variado entre un 2 % y un 6 % debido al asentamiento de las distintas uniones roscadas que forman el sistema completo. Dicho nuevo apriete ha de anotarse, ya que es el último apriete del que se tiene constancia antes del ensayo.

Finalmente, realizados los 207 368 ciclos, se para el ensayo. Luego, se saca el núcleo (acopladores roscados, casquillo, tornillo, arandela y tuerca) del conjunto (cilindros y palas) y se anota el apriete en ese momento. Es muy importante tener constancia de ese apriete porque habrá que compararlo con el apriete dado en el segundo ensayo de apriete. Tras ello, se marcan la rosca libre del tornillo y la tuerca con una línea tal que posteriormente puedan colocarse en la posición oportuna según el bloque de ensayos que se esté realizando.



Figura 6-1 – Marcaje del tornillo y la tuerca antes de la realización del ensayo de apriete 2.

Fuente: Elaboración propia.

Como la frecuencia del ciclo de carga de la máquina es 4 Hz, el ensayo de desgaste tendrá una duración de 14 h 25 min aproximadamente. Por lo tanto, tras realizar el ensayo de apriete 1 y el ensayo de desgaste, si se ha lanzado el ensayo a primera hora de la mañana, se pueden lanzar dos ensayos un mismo día, si no, hay que esperar hasta el día siguiente para poder continuar con el ensayo siguiente.

6.1.3 Ensayo de apriete 2

Una vez apuntado el apriete tras desmontar el núcleo del sistema, se desmonta éste, separando por completo todos los elementos. Para ello será preciso realizar el montaje de apriete y desenroscar la tuerca con ayuda de la llave dinamométrica. Cuando todos los elementos estén separados, se vuelven a montar y se realiza de nuevo el ensayo de apriete. Es importante destacar también que tanto el tornillo como la tuerca han de lubricarse de nuevo y que la cara de contacto entre la tuerca y la arandela ha de ser la misma que antes.

Esta vez, el ensayo de apriete no va a realizarse observando la fuerza de apriete objetivo, sino que se aprieta hasta que la marca del tornillo y de la tuerca formen el ángulo que sea según el bloque de ensayos en el que se esté. Como ejemplo, en el tercer bloque de ensayos, no se modificará la posición del filete crítico, por lo que las marcas han de formar 0° entre sí (han de ser coincidentes). Al realizar de esta manera el reapriete, existirá cierto error, obteniendo una fuerza de apriete nueva normalmente inferior a la anterior. Dicha diferencia debe ser lo menor posible.



Figura 6-2 – Desmontaje del núcleo del sistema durante el primer ensayo del tercer bloque.

Fuente: Elaboración propia.

Es importante destacar que si al realizar el apriete se llevan las marcas a un ángulo menor del deseado, habrá que desenroscar la tuerca un rango amplio y volver a apretar. De este modo aseguramos que las fuerzas tangenciales están siempre en el mismo sentido, el de apriete.

Tras colocar las marcas en la posición adecuada, hay que anotar la fuerza de apriete que se haya conseguido observando el *display* del Sanei. Dicha fuerza de apriete debe ser algo menor que la fuerza de apriete resultante tras la carga antes del ensayo de desgaste debido a las grietas iniciadas ya en el tornillo.

6.1.4 Ensayo de rotura

Una vez realizado este nuevo apriete, se monta de nuevo el conjunto. Esta vez no se realiza carga inicial ya que ésta podría suponer la rotura súbita del tornillo agrietado. Tras el montaje, se anota cualquier variación en el apriete debido al peso de la pala y del cilindro y se procede directamente a ciclar el tornillo con la misma carga utilizada en el ensayo de desgaste. También será necesario cambiar el límite de ciclos ya que, ahora, no hay límite. Como en el programa SAX siempre es necesario un límite, se estipulará un millón de ciclos, aunque la rotura se produzca mucho antes.



Figura 6-3 – Núcleo durante el montaje previo al primer ensayo de rotura del tercer bloque.

Fuente: Elaboración propia.

Cuando se produzca la rotura se numerarán el tornillo y la tuerca y se situarán con cuidado en la zona de almacenamiento y exposición de tornillos rotos.

El ensayo de rotura romperá a un número de ciclos desconocido, ya que precisamente ahí está el cometido de estos ensayos; en saber la influencia que tiene en la vida el hecho de variar la posición del filete crítico cuando se ha consumido la mitad de la vida estimada. Sin embargo, puede saberse que la vida será menor de 414 736 ciclos y, probablemente, alrededor de 207 368 ciclos. Por lo tanto, como la frecuencia del ciclo de carga de la máquina es 4 Hz, el ensayo de rotura tendrá una duración de entre 14 y 35 horas aproximadamente. Entonces, tras realizar el ensayo de apriete 2 y el ensayo de rotura, hay que esperar entre uno o dos días para poder continuar con los ensayos.

6.2. Ensayos

A continuación, se presentan y comentan los resultados de los bloques de ensayos donde la variable principal es la colocación de distintas arandelas, después del ensayo de desgaste, de modo que se desplace el filete crítico.

6.2.1 Bloque 3

Como se comentó en el planteamiento inicial, en este tercer bloque, se conseguirá la referencia o base con la que comparar los posteriores bloques. Tras el ensayo de desgaste, realizado con una arandela de un milímetro, no se añadirá arandela alguna para el ensayo de rotura. De este modo, tras el desmontaje completo de la unión, ésta se volverá a montar de mismo modo.

6.2.1.1 Ensayo 11

Esta vez se contará con dos tablas por ensayo. Una que represente las características del ensayo de desgaste y otra las del de rotura. Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 11.1	APRIETE Inicial 1		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,83	Canal 2r (2s) [V]	4,69	F _{max} [N]	98,10	σ_{max} [MPa]	764,55	Canal 2r (2s) [V]	4,56
	Canal 3s (1r) [V]	4,68	Canal 3s (1r) [V]	4,54	F _{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	629,87	Canal 3s (1r) [V]	4,42
	Apriete axial [kN]	99,45	Apriete axial [kN]	96,49	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	93,87
	Momento Torsor Apriete	268	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	697,21	Desapriete [Nm]	219	
COMENTARIOS										
Calibración nueva del casquillo fino. (La 3ª)										
Arandela de 1 mm										
Tirón hasta 120 kN										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-1 – Características del ensayo de desgaste 11.

Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en el campo de comentarios de la tabla 6-1 y como se ha comentado anteriormente, estos ensayos comienzan con el Sanei calibrado de nuevo debido a la rotura de las galgas del canal 2.

La pérdida de apriete por el asentamiento de las uniones roscadas tras la carga a 120 kN y la descarga a 0 kN es del 3 % aproximadamente, como solía ocurrir en ensayos anteriores.

El ensayo se para a mitad de vida, como estaba previsto. Una vez finalizado, se anota la fuerza de apriete que existe en la unión en ese momento. Dicha fuerza de apriete ha disminuido aproximadamente un 7 %. También se anota el momento torsor aplicado en sentido contrario para liberar la unión. Dicho momento torsor aplicado deberá ser similar al que se aplicará después para realizar el reapriete. La diferencia que exista entre ambos momentos torsores será debida a la lubricación.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 11.2	APRIETE Inicial (marca)	APRIETE solo montar	Pérd. Ap. dsd inicial 1	Máquina	Tornillo
	Canal 2r (2s) [V] 4,51	Canal 2r (2s) [V] 4,51	6,57 %	F _{max} [N] 98,10	σ _{max} [MPa] 741,76
	Canal 3s (1r) [V] 4,38	Canal 3s (1r) [V] 4,37	Pérd. Ap. dsd mitad de vida	F _{min} [N] 10,00	σ _{min} [MPa] 607,09
	Apriete axial [kN] 93,02	Apriete axial [kN] 92,91	1,02 %	Amplitud [N] 44,05	Amplitud [MPa] 67,34
	Momento Torsor Apriete	210 Nm		Nivel medio [N] 54,05	Nivel medio [MPa] 674,43

COMENTARIOS	
Apriete hasta coincidencia de marcas.	
Se lubrica de nuevo.	
Sin tirón, solo colocarlo.	
Nº de ciclos parciales: 182815	Nº de ciclos totales: 390183

Tabla 6-2 – Características del ensayo de rotura 11.

Fuente: Elaboración propia.

Esta tabla presenta algunos nuevos campos a comentar:

- **Apriete inicial (marca):** En estos campos se anotan los valores del Sanei cuando se ha realizado el apriete hasta que las marcas dibujadas sobre el tornillo y la tuerca coincidan. Dicho valor ha de ser similar al del campo “Apriete a mitad de vida” de las características del ensayo de desgaste.
- **Apriete solo montar:** En estos campos se anotan de nuevo los valores del Sanei que facilitan al apriete de la unión. La única diferencia respecto al campo anterior es que estos valores se toman cuando se ha montado la unión en el resto de utillaje justo antes de la realización del ensayo y sin carga aplicada. Las mordazas han de estar cerradas y la consola Instron en control de carga y a 0 kN.

Este valor de apriete es el utilizado para realizar la comparación entre el apriete del ensayo de rotura con los aprietes anteriores. La comparación se realiza en los siguientes campos.
- **Pérdida de apriete desde inicial 1:** En este campo se calcula la disminución porcentual de apriete comparando el obtenido en el campo “Apriete tras tirón” del ensayo de desgaste con el campo “Apriete solo montar” del ensayo de rotura. La disminución obtenida debe ser inferior al 10% ya que, a pesar de que se haya generado una grieta durante la mitad de la vida, ésta no ha de suponer una variación en el apriete de tal magnitud.
- **Pérdida de apriete desde mitad de vida:** En este campo se calcula la disminución porcentual de apriete comparando el obtenido en el campo “Apriete a mitad de vida” del ensayo de desgaste con el campo “Apriete solo montar” del ensayo de rotura. Esta variación ha de ser lo menor posible, ya que se busca relanzar el ensayo en las mismas condiciones. No será posible una coincidencia completa en la fuerza de apriete debido a las distintas variables incontrolables del ensayo (lubricación, apriete hasta marcas, errores de medida...), pero la disminución porcentual debe ser pequeña.

El resto de los campos se conocen de apartados anteriores.

Conviene hacer un inciso para comprender bien la magnitud del error cometido al realizar el apriete del ensayo de rotura. Para ello, se acude a la definición de deformación y a la relación entre tensión y deformación:

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

$$\Delta \varepsilon \cdot E = \Delta \sigma$$

Por lo que:

$$\Delta \sigma = E \cdot \frac{\Delta l}{l}$$

La longitud “l” es la distancia entre caras de apoyo del tornillo y la tuerca. Dicha distancia es 94 mm según la norma DIN931 [2]. El paso del tornillo de métrica M16 es 2 mm por lo que el incremento de longitud será 0,5 mm cuando la tuerca gire 90° respecto al tornillo. El módulo de elasticidad es 205 000 MPa según la norma VDI 2230 [4] para tornillos de acero al carbono de calidad 10.9.

Para 90°, el incremento de tensión es:

$$\Delta \sigma = 205\,000 \cdot \frac{0,5}{94} = 1090,43 \text{ MPa}$$

En este onceavo ensayo, la fuerza de apriete a mitad de vida era 93,87 kN, lo que supone una tensión de 597,9 MPa. Sin embargo, al realizar el apriete previo al ensayo de rotura, se llegó a una fuerza de apriete axial de 93,02 kN, que son 592,5 MPa. La diferencia de tensión es 5,4 MPa, por lo que:

$$5,4 \text{ MPa} \cdot \frac{90^\circ}{1090,43 \text{ MPa}} = 0,45^\circ$$

Por lo tanto, un error del 1 % en la fuerza de apriete supone tan solo medio grado de error.

En el caso de este ensayo, las pérdidas porcentuales de apriete están dentro de los límites adecuados. Además, la vida total obtenida ha sido menor que la vida esperada, por lo que se puede deducirse que el tornillo tiene menos vida a fatiga si sufre un segundo ensayo de apriete intermedio.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 11 se muestran a continuación.



Figura 6-4 – Superficie de rotura tras el ensayo 11.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar que la superficie de rotura es muy similar a la obtenida en los ensayos anteriores, por lo que se puede asumir que la coincidencia de marcas se ha realizado correctamente.

6.2.1.2 Ensayo 12

En este ensayo y como ocurrirá también en los dos restantes del bloque, se tratan de reproducir las condiciones del ensayo anterior.

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 12.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,84	Canal 2r (2s) [V]	4,73	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	788,28	Canal 2r (2s) [V]	4,59
	Canal 3s (1r) [V]	4,95	Canal 3s (1r) [V]	4,86	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	653,60	Canal 3s (1r) [V]	4,72
	Apriete axial [kN]	102,27	Apriete axial [kN]	100,22	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	97,32
	Momento Torsor Apriete		256	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	720,94	Desapriete	229

COMENTARIOS
Mismas condiciones.
Menos torsor aplicado, pero más fuerza de apriete. Posiblemente por mejor lubricación.
Nº de ciclos: 207 368

Tabla 6-3 – Características del ensayo de desgaste 12.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 12.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,61	Canal 2r (2s) [V]	4,61	4,35	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	760,53
	Canal 3s (1r) [V]	4,56	Canal 3s (1r) [V]	4,56	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	625,85
	Apriete axial [kN]	95,87	Apriete axial [kN]	95,86	1,50	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		228	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	693,19

COMENTARIOS
Mismas condiciones y procedimiento.
Apriete algo superior.
Mismas pérdidas de apriete.
Nº de ciclos parciales: 144771 Nº de ciclos totales: 352139

Tabla 6-4 – Características del ensayo de rotura 12.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede apreciar que, de nuevo, la vida total obtenida es menor a la que en teoría es la vida total del tornillo, 414 736 ciclos.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 12 se muestran a continuación.



Figura 6-5 – Superficie de rotura tras el ensayo 12.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.1.3 Ensayo 13

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 13.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,89	Canal 2r (2s) [V]	4,78	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	779,36	Canal 2r (2s) [V]	4,62
	Canal 3s (1r) [V]	4,78	Canal 3s (1r) [V]	4,68	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	644,68	Canal 3s (1r) [V]	4,56
	Apriete axial [kN]	101,01	Apriete axial [kN]	98,81	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	95,99
	Momento Torsor Apriete		257	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	712,02	Desapriete	228
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-5 – Características del ensayo de desgaste 13.

Fuente: Elaboración propia.

El momento torsor de apriete ha sido muy similar al del ensayo 2. Sin embargo, el apriete ha sido ligeramente distinto, posiblemente a diferencias en la lubricación.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 13.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,58	Canal 2r (2s) [V]	4,58	3,11	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	759,76
	Canal 3s (1r) [V]	4,58	Canal 3s (1r) [V]	4,58	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	625,08
	Apriete axial [kN]	95,74	Apriete axial [kN]	95,74	0,26	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		240	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	692,42
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento.										
Poca pérdida de apriete.										
Nº de ciclos parciales: 131250 Nº de ciclos totales: 338618										

Tabla 6-6 – Características del ensayo de rotura 13.

Fuente: Elaboración propia.

Las pérdidas de apriete han sido menores que en los ensayos anteriores. La vida del tornillo ha sido la menor de todos los ensayos.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 13 se muestran a continuación.



Figura 6-6 – Superficie de rotura tras el ensayo 13.

Fuente: Elaboración propia.

Las superficies de rotura son todas muy similares tanto entre sí como con el segundo bloque. Se pueden apreciar claramente las dos zonas de rotura y siempre existe un pico de aproximadamente el mismo tamaño en un extremo de la sección del tornillo.

6.2.1.4 Ensayo 14

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 14.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,80	Canal 2r (2s) [V]	4,64	F_{max} [N]	98,10	σ_{max} [MPa]	767,29	Canal 2r (2s) [V]	4,55
	Canal 3s (1r) [V]	4,76	Canal 3s (1r) [V]	4,63	F_{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	632,62	Canal 3s (1r) [V]	4,52
	Apriete axial [kN]	100,02	Apriete axial [kN]	96,92	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	94,84
	Momento Torsor Apriete	272	Nm		Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	699,95	Desapriete	226
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-7 – Características del ensayo de desgaste 14.

Fuente: Elaboración propia.

Al igual que los ensayos anteriores, el apriete es de 100 kN aproximadamente y las pérdidas de apriete se mantienen bajo los límites estipulados.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 14.2	APRIETE Inicial (marca)	APRIETE solo montar	Pérd. Ap. dsd inicial 1	Máquina	Tornillo
Canal 2r (2s) [V]	4,54	Canal 2r (2s) [V]	4,54	F _{max} [N]	98,10
Canal 3s (1r) [V]	4,52	Canal 3s (1r) [V]	4,51	F _{min} [N]	10,00
Apriete axial [kN]	94,70	Apriete axial [kN]	94,64	Amplitud [N]	44,05
Momento Torsor Apriete	224	Nm		Nivel medio [N]	54,05
COMENTARIOS					
Mismas condiciones y procedimiento.					
Poca pérdida de apriete.					
Nº de ciclos parciales: 145217 Nº de ciclos totales: 352585					

Tabla 6-8 – Características del ensayo de rotura 14.

Fuente: Elaboración propia.

El resultado obtenido es prácticamente igual que el del ensayo 12. De hecho, teniendo en cuenta la usual dispersión de los ensayos de fatiga, se pueden considerar resultados idénticos.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 14 se muestran a continuación.



Figura 6-7 – Superficie de rotura tras el ensayo 14.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.1.5 Resumen de resultados del bloque 3

En la siguiente tabla, se muestran los aprietes y el número de ciclos de cada ensayo. En todos ellos la amplitud de tensión en el tornillo ha sido de 67,34 MPa. Las variaciones de apriete varían el máximo y el mínimo de tensión en el tornillo entre ensayos, pero la misma cantidad, por lo que la amplitud permanece constante.

Los valores de tensión en el tornillo en cada ensayo, así como los valores de carga dados a la máquina y los momentos de apriete aplicados para llegar a cada fuerza axial de la tabla 6-9, se muestran en las tablas de las características de cada uno de los ensayos.

Tabla resumen: Bloque 3 → 0° [kN] [ciclos]				
Ensayo	F_T inicial	F_T 1/2	F_T inicial 2	Vida total
11	99,45	93,87	92,91	390183
12	102,27	97,32	95,86	352139
13	101,01	95,99	95,74	338618
14	100,02	94,84	94,64	352585
Vida media rotura			151013,25	
Vida media total			358381,25	
Desviación estándar			22169,7959	

Tabla 6-9 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 3.

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar, que las condiciones de apriete han sido considerablemente parecidas en los cuatro ensayos. Hay que tener en cuenta que existen multitud de factores que pueden implicar variaciones en la fuerza de apriete final. Algunas de ellas son la lubricación, la sensibilidad de la llave dinamométrica, las imperfecciones geométricas de todos los elementos del ensayo, los errores de medida de los equipos electrónicos etc.

Todas las vidas han sido menores que 414 736 ciclos, que es la media de la vida total si no se realiza pausa a mitad de vida. La media de vida obtenida en los ensayos de este tercer bloque es 358 381 ciclos, con una desviación estándar de 22 170 ciclos. Esto implica una disminución del 13,6% en la vida total respecto al caso ininterrumpido. Si solo se observa la segunda parte del ensayo, la disminución en la vida es del 17,7 % respecto a los 207 368 ciclos que dura la segunda mitad del ensayo en condiciones ininterrumpidas. La media de la segunda mitad de la vida de los ensayos de este tercer bloque es 151 013 ciclos.

6.2.2 Bloque 4

Este nuevo bloque es el primero en el que se realiza un cambio en la posición del filete crítico a mitad de vida. El cambio es añadir una arandela de 0,5 mm de espesor, alejando así la tuerca del tornillo dicha cantidad. Al desplazar la tuerca dicha cantidad, realmente se está cambiando la posición de las grietas 90° respecto a su posición inicial.

6.2.2.1 Ensayo 15

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 15.1	APRIETE Inicial 1		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,93	Canal 2r (2s) [V]	4,77	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	765,93	Canal 2r (2s) [V]	4,65
	Canal 3s (1r) [V]	4,62	Canal 3s (1r) [V]	4,48	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	631,26	Canal 3s (1r) [V]	4,38
	Apriete axial [kN]	99,85	Apriete axial [kN]	96,71	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	94,38
	Momento Torsor Apriete	271	Nm	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	698,60	Desapriete [Nm]	223
COMENTARIOS										
Arandela de 1 mm										
Tirón hasta 120 kN										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-10 – Características del ensayo de desgaste 15.

Fuente: Elaboración propia.

Los ensayos de desgaste son iguales para todos los ensayos de todos los bloques. El apriete será de aproximadamente 100 kN y tras la aplicación de una subida a 120 kN de fuerza de la máquina y su posterior descarga, el apriete quedará reducido aproximadamente un 3%, es decir, quedará en unos 97 kN. Como se ha comentado en la introducción a este bloque, se añade una arandela de 0,5 mm, lo cual hace avanzar girar el punto crítico 90 grados positivos, es decir, más lejos de la cabeza del tornillo. En la figura 6-8 se muestra la posición de las marcas después de realizar el apriete previo al ensayo de rotura.



Figura 6-8 – Marcas a 90°.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 15.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,59	Canal 2r (2s) [V]	4,60	2,70	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	749,27
	Canal 3s (1r) [V]	4,39	Canal 3s (1r) [V]	4,40	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	614,60
	Apriete axial [kN]	93,87	Apriete axial [kN]	94,09	0,31	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	215	Nm				Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	681,94
COMENTARIOS										
Dos arandelas. Una de 1 mm y otra de 0,5 mm.										
Se lubrica de nuevo. Apriete hasta que las marcas formen 90°.										
Sin tirón, solo colocarlo. Menos apriete. Más parecido a 180°.										
Nº de ciclos parciales: 193147 Nº de ciclos totales: 400515										

Tabla 6-11 – Características del ensayo de rotura 15.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida en este ensayo, 400 515 ciclos, está situada ligeramente por debajo de la vida media total tienen los tornillos bajo la misma carga cuando no se desmontan a mitad de vida, 414 736 ciclos. Con las vidas que se obtengas en próximos ensayos la media se variará y veremos si queda por encima o por debajo del valor en condiciones ininterrumpidas.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 15 se muestran a continuación.



Figura 6-9 – Superficie de rotura tras el ensayo 15.

Fuente: Elaboración propia.

La superficie de rotura difiere bastante de las superficies de rotura obtenidas en los bloques anteriores. La superficie de rotura súbita, la más oscura de la fotografía, está rodeada casi en todo su perímetro por la superficie de color más claro, que es la zona donde la grieta ha ido creciendo. Esto puede ser debido a que en el ensayo de desgaste se generara una grieta que luego no se desarrolló más debido a que en el ensayo de rotura se produjo el giro de 90° adicional de la tuerca respecto al tornillo al añadir la arandela de 0,5 mm de espesor. Puede ser que cuando ambas grietas coalescieron, se produjera una grieta mayor que ocupara gran parte de la periferia del tornillo, produciendo la posterior rotura frágil o súbita.

6.2.2.2 Ensayo 16

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 16.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,80	Canal 2r (2s) [V]	4,63	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	762,74	Canal 2r (2s) [V]	4,45
	Canal 3s (1r) [V]	4,76	Canal 3s (1r) [V]	4,57	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	628,06	Canal 3s (1r) [V]	4,47
	Apriete axial [kN]	99,92	Apriete axial [kN]	96,21	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	93,26
	Momento Torsor Apriete	268	Nm		Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	695,40	Desapriete	218
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Sin novedades.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-12 – Características del ensayo de desgaste 16.

Fuente: Elaboración propia.

En el apriete previo al ensayo de rotura se ha tenido un 1 % de error en el apriete comparado con el que tenía la unión a mitad de vida. Este error se debe a que durante todos los ensayos la

guía para realizar el apriete del ensayo de rotura es que la posición de las marcas del tornillo y la tuerca marquen el ángulo que toque según el bloque de ensayos. Todos los aprietes deben tener el mismo objetivo con idea de que los resultados sean fieles a cierto patrón de actuación. Dicho patrón de actuación puede conllevar ciertos errores, como es el hecho de que visualmente, el ángulo formado entre las marcas puede no ser exactamente el que debe. Sin embargo, este error del 1 % ya se ha visto que supone tan solo medio grado de diferencia respecto a los 90 °, por lo que no supone un cambio importante.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 16.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,51	Canal 2r (2s) [V]	4,51	4,04	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	737,96
	Canal 3s (1r) [V]	4,35	Canal 3s (1r) [V]	4,31	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	603,28
	Apriete axial [kN]	92,70	Apriete axial [kN]	92,32	1,01	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		210	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	670,62

COMENTARIOS

Mismas condiciones y procedimiento. Mayor diferencia entre aprietes, posiblemente debido a pequeñas desviaciones a la hora de ajustar las marcas a 90º.
Pero un 1% de error no debe de afectar. Menos apriete. Más parecido a 180º.
Nº de ciclos parciales: 291548 Nº de ciclos totales: 498916

Tabla 6-13 – Características del ensayo de rotura 16.

Fuente: Elaboración propia.

Al haber obtenido un apriete de ensayo de rotura menor que el de mitad de vida, el medio grado de error cae del lado positivo, por lo que el ángulo real es 90,5 ° aproximadamente. Esto implica que las grietas están más alejadas, por lo que tiene sentido que la vida sea mayor. De todos modos, la diferencia tan amplia en la vida obtenida en este ensayo bien puede deberse en gran parte a la propia dispersión de los ensayos de fatiga.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 16 se muestran a continuación.



Figura 6-10 – Superficie de rotura tras el ensayo 16.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.2.3 Ensayo 17

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 17.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,88	Canal 2r (2s) [V]	4,69	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	763,64	Canal 2r (2s) [V]	4,58
	Canal 3s (1r) [V]	4,67	Canal 3s (1r) [V]	4,52	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	628,96	Canal 3s (1r) [V]	4,39
	Apriete axial [kN]	99,82	Apriete axial [kN]	96,35	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	93,78
	Momento Torsor Apriete	273	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	696,30	Desapriete	223	
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Sin novedades.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-14 – Características del ensayo de desgaste 17.

Fuente: Elaboración propia.

Esta vez, durante el apriete previo al ensayo de rotura, se ha cometido un error negativo. Según el criterio de signos empleado, esto quiere decir que se ha apretado el tornillo un poco más que el apriete que se tenía a mitad de vida. Por lo tanto, el ángulo que forman las marcas será ligeramente menor que 90 °. Sin embargo, dicho error será de entre medio grado y un grado, lo cual no es significativo para los resultados.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 17.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,65	Canal 2r (2s) [V]	4,65	1,88	%	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	752,12
	Canal 3s (1r) [V]	4,39	Canal 3s (1r) [V]	4,39	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	617,45
	Apriete axial [kN]	94,54	Apriete axial [kN]	94,54	-0,81	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	218	Nm				Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	684,78
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento. Error en apriete negativo, más apretado que como se dejó a mitad de vida. Error pequeño. Ajuste de marcas a 90° puede conllevar error.										
Más apriete. Más parecido a 90°.										
Nº de ciclos parciales: 197767 Nº de ciclos totales: 405135										

Tabla 6-15 – Características del ensayo de rotura 17.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida es muy parecida a la obtenida en el ensayo 15, en el cual hubo un error de apriete de signo contrario al que se tiene ahora. Esto quiere decir que el error en el ángulo es tan pequeño (alrededor de medio grado) que las diferencias en la vida se deben sobre todo a la propia dispersión de los ensayos de fatiga y no a los errores en la coincidencia de marcas.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 17 se muestran a continuación.



Figura 6-11 – Superficie de rotura tras el ensayo 17.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.2.4 Ensayo 18

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 18.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,86	Canal 2r (2s) [V]	4,74	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	775,60	Canal 2r (2s) [V]	4,59
	Canal 3s (1r) [V]	4,78	Canal 3s (1r) [V]	4,66	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	640,93	Canal 3s (1r) [V]	4,53
	Apriete axial [kN]	100,80	Apriete axial [kN]	98,23	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	95,41
	Momento Torsor Apriete		269	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	708,27	Desapriete	226
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Sin novedades.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-16 – Características del ensayo de desgaste 18.

Fuente: Elaboración propia.

En este caso, de nuevo se ha superado la fuerza de apriete a mitad de vida antes del ensayo de rotura.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 18.2	APRIETE Inicial (marca)	APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,75	Canal 2r (2s) [V]	4,75	2,47 %	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	760,13
	Canal 3s (1r) [V]	4,40	Canal 3s (1r) [V]	4,40	Pérd. Ap. dsd mitad de vida	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	625,46
	Apriete axial [kN]	95,68	Apriete axial [kN]	95,80	-0,40 %	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	220	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	692,79
COMENTARIOS									
Mismas condiciones y procedimiento.									
Error por más apriete del debido pero en porcentaje muy pequeño.									
Más apriete. Más parecido a 90°.									
Nº de ciclos parciales: 168701 Nº de ciclos totales: 376069									

Tabla 6-17 – Características del ensayo de rotura 18.

Fuente: Elaboración propia.

Igualmente, el error es pequeño, por lo que la vida difiere debido a la dispersión de los ensayos a fatiga.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 18 se muestran a continuación.



Figura 6-12 – Superficie de rotura tras el ensayo 18.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.2.5 Resumen de resultados del bloque 4

Al igual que en el bloque anterior, en la siguiente tabla, se muestran todos los aprietes y el número de ciclos de cada ensayo.

Tabla resumen: Bloque 4 → 90° [kN] [ciclos]				
Ensayo	F _T inicial	F _T 1/2	F _T inicial 2	Vida total
15	99,85	94,38	94,09	400515
16	99,92	93,26	92,32	498916
17	99,82	93,78	94,54	405135
18	100,80	95,41	95,80	376069
Vida media rotura			212790,75	
Vida media			420158,75	
Desviación estándar			54031,474	

Tabla 6-18 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 4.

Fuente: Elaboración propia.

La vida media a mitad de vida de los ensayos de rotura en el bloque 4 es 212 790 ciclos. Esta vida media es mayor que cuando se desmontaba la unión a mitad de vida y se volvía a montar con la grieta en el mismo punto (bloque 3). Además, en media, también es superior a la vida de los tornillos en caso de no desmontar la unión a mitad de vida (bloque 3). La desviación estándar es del mismo orden de la obtenida en el bloque 3.

6.2.3 Bloque 5

Este nuevo bloque es el segundo en el que se realiza un cambio en la posición del filete crítico a mitad de vida. El cambio es añadir una arandela de 1 mm de espesor, alejando así la tuerca del tornillo dicha cantidad. Al desplazar la tuerca dicha cantidad, realmente se están girando las grietas 180° respecto a su posición inicial.

6.2.3.1 Ensayo 19

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 15.1	APRIETE Inicial 1		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,93	Canal 2r (2s) [V]	4,77	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	765,93	Canal 2r (2s) [V]	4,65
	Canal 3s (1r) [V]	4,62	Canal 3s (1r) [V]	4,48	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	631,26	Canal 3s (1r) [V]	4,38
	Apriete axial [kN]	99,85	Apriete axial [kN]	96,71	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	94,38
	Momento Torsor Apriete		271	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	698,60	Desapriete [Nm]	223
COMENTARIOS										
Arandela de 1 mm										
Tirón hasta 120 kN										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-19 – Características del ensayo de desgaste 19.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 15.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,59	Canal 2r (2s) [V]	4,60	2,70	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	749,27
	Canal 3s (1r) [V]	4,39	Canal 3s (1r) [V]	4,40	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	614,60
	Apriete axial [kN]	93,87	Apriete axial [kN]	94,09	0,31	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		215	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	681,94
COMENTARIOS										
Dos arandelas. Una de 1 mm y otra de 0,5 mm.										
Se lubrica de nuevo. Apriete hasta que las marcas formen 90°.										
Sin tirón, solo colocarlo. Menos apriete. Más parecido a 180°.										
Nº de ciclos parciales: 193147 Nº de ciclos totales: 400515										

Tabla 6-20 – Características del ensayo de rotura 19.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida en este primer ensayo del bloque 5 es muy superior a la de los ensayos de bloques anteriores. La superficie de rotura es de nuevo distinta a la de los bloques iniciales ya que la superficie clara (crecimiento de grieta) rodea por completo a la superficie oscura (rotura espontánea).

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 19 se muestran a continuación.



Figura 6-13 – Superficie de rotura tras el ensayo 19.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.3.2 Ensayo 20

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 20.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,90	Canal 2r (2s) [V]	4,66	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	753,99	Canal 2r (2s) [V]	4,51
	Canal 3s (1r) [V]	4,67	Canal 3s (1r) [V]	4,41	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	619,31	Canal 3s (1r) [V]	4,30
	Apriete axial [kN]	100,12	Apriete axial [kN]	94,83	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	92,13
	Momento Torsor Apriete		269	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	686,65	Desapriete	219
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Más apriete con menos par posiblemente debido a mejor lubricación.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-21 – Características del ensayo de desgaste 20.

Fuente: Elaboración propia.

La disminución de apriete ha sido ligeramente superior a otras ocasiones. Sin embargo, cumple los límites estipulados al principio de los ensayos.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 20.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,44	Canal 2r (2s) [V]	4,45	2,85	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	736,79
	Canal 3s (1r) [V]	4,38	Canal 3s (1r) [V]	4,36	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	602,12
	Apriete axial [kN]	92,31	Apriete axial [kN]	92,13	0,00	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		210	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	669,45
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento.										
Se han clavado los aprietes a mitad de vida. Perfecto.										
Vida obtenida muy corta. Superficie de rotura distinta.										
Nº de ciclos parciales: 138146 Nº de ciclos totales: 345514										

Tabla 6-22 – Características del ensayo de rotura 20.

Fuente: Elaboración propia.

En esta ocasión, la fuerza de apriete inicial del ensayo de rotura es exactamente igual al apriete a mitad de vida. Sin embargo, la vida obtenida es mucho menor que la del ensayo anterior. Además, la superficie de rotura es también radicalmente distinta a la del ensayo 19.

Como ya se ha comentado, esta distinción puede deberse a la grieta que continúa evolucionando tras el relanzamiento del ensayo. Otra posibilidad es que durante el ensayo exista cierta componente de flexión por pequeñas desviaciones en el alineamiento del sistema. Esta flexión podría originar mayores tensiones en un lado de la sección transversal del tornillo originando superficies de rotura como la de la imagen.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 20 se muestran a continuación.



Figura 6-14 – Superficie de rotura tras el ensayo 20.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.3.3 Ensayo 21

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 21.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,78	Canal 2r (2s) [V]	4,62	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	766,73	Canal 2r (2s) [V]	4,49
	Canal 3s (1r) [V]	4,77	Canal 3s (1r) [V]	4,64	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	632,06	Canal 3s (1r) [V]	4,51
	Apriete axial [kN]	99,79	Apriete axial [kN]	96,83	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	94,05
	Momento Torsor Apriete		265	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	699,40	Desapriete	214
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Sin novedad.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-23 – Características del ensayo de desgaste 21.

Fuente: Elaboración propia.

El ensayo se produce sin mayor novedad.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 21.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,47	Canal 2r (2s) [V]	4,47	3,37	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	745,97
	Canal 3s (1r) [V]	4,49	Canal 3s (1r) [V]	4,48	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	611,29
	Apriete axial [kN]	93,71	Apriete axial [kN]	93,57	0,51	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		213	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	678,63

COMENTARIOS

Mismas condiciones y procedimiento.

Nº de ciclos parciales: 199678Nº de ciclos totales: 407046

Tabla 6-24 – Características del ensayo de rotura 21.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida en este caso es intermedia entre los dos ensayos anteriores, aunque permanece por debajo de la vida obtenida en los ensayos ininterrumpidos.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 21 se muestran a continuación.



Figura 6-15 – Superficie de rotura tras el ensayo 21.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.3.4 Ensayo 22

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 22.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,83	Canal 2r (2s) [V]	4,71	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	764,32	Canal 2r (2s) [V]	4,45
	Canal 3s (1r) [V]	4,67	Canal 3s (1r) [V]	4,52	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	629,64	Canal 3s (1r) [V]	4,40
	Apriete axial [kN]	99,36	Apriete axial [kN]	96,45	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	92,51
	Momento Torsor Apriete		274	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	696,98	Desapriete	217

COMENTARIOS

Mismas condiciones.
Sin novedad.

Nº de ciclos: 207 368

Tabla 6-25 – Características del ensayo de desgaste 22.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 22.2	APRIETE Inicial (marca)	APRIETE solo montar	Pérd. Ap. dsd inicial 1	Máquina	Tornillo
	Canal 2r (2s) [V] 4,48	Canal 2r (2s) [V] 4,47	4,19 %	F _{max} [N] 98,10	σ_{max} [MPa] 738,60
	Canal 3s (1r) [V] 4,38	Canal 3s (1r) [V] 4,37	Pérd. Ap. dsd mitad de vida	F _{min} [N] 10,00	σ_{min} [MPa] 603,92
	Apriete axial [kN] 92,65	Apriete axial [kN] 92,42	0,11 %	Amplitud [N] 44,05	Amplitud [MPa] 67,34
	Momento Torsor Apriete	222 Nm		Nivel medio [N] 54,05	Nivel medio [MPa] 671,26

COMENTARIOS	
Mismas condiciones y procedimiento.	
Nº de ciclos parciales: 141842	Nº de ciclos totales: 349210

Tabla 6-26 – Características del ensayo de rotura 22.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida vuelve a ser muy baja, similar a la obtenida en el ensayo 20. La superficie de rotura de estos últimos tres ensayos ha sido distinta a la del primero del bloque.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 22 se muestran a continuación.

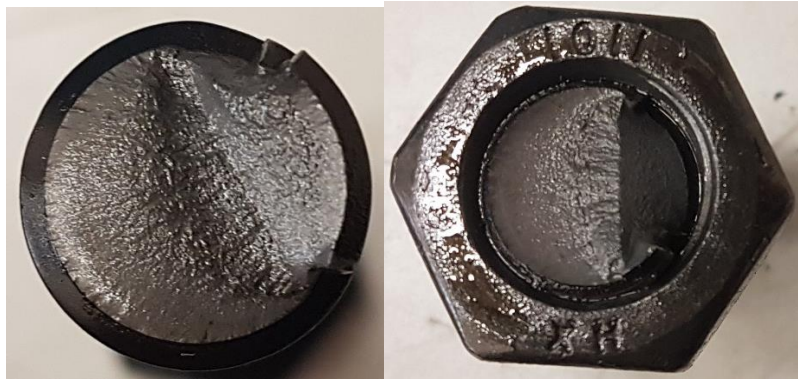


Figura 6-16 – Superficie de rotura tras el ensayo 22.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.3.5 Resumen de resultados del bloque 5

Al igual que en el bloque anterior, en la siguiente tabla, se muestran todos los aprietes y el número de ciclos de cada ensayo.

Tabla resumen: Bloque 5 → 180° [kN] [ciclos]				
Ensayo	F _T inicial	F _T 1/2	F _T inicial 2	Vida total
19	100,10	94,97	94,89	507555
20	100,12	92,13	92,13	345514
21	99,79	94,05	93,57	407046
22	99,36	92,51	92,42	349210
Vida media rotura			194963,25	
Vida media			402331,25	
Desviación estándar			75596,15	

Tabla 6-27 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 5.

Fuente: Elaboración propia.

El bloque 5 ha obtenido una vida media inferior al caso ininterrumpido, aunque, al igual que en los bloques anteriores, parecida. La gran diferencia está en que la desviación típica obtenida es considerablemente superior. De todos modos, para poder analizar mejor los datos estadísticos de cada bloque de ensayos, sería necesario realizar un número mayor de ensayos por bloque.

6.2.4 Bloque 6

Este nuevo bloque es el tercer en el que se realiza un cambio en la posición del filete crítico a mitad de vida. la modificación es quitarla arandela de 1 mm de espesor, con la cual se realiza el ensayo de desgaste, sin sustituirla por ninguna otra, profundizando así 1 mm más en la rosca de la tuerca. Al desplazar la tuerca dicha cantidad, realmente se están girando las grietas 180° respecto a su posición inicial, pero en sentido contrario a lo realizado en el bloque 5.

6.2.4.1 Ensayo 23

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 23.1	APRIETE Inicial 1		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,93	Canal 2r (2s) [V]	4,83	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	764,34	Canal 2r (2s) [V]	4,60
	Canal 3s (1r) [V]	4,63	Canal 3s (1r) [V]	4,39	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	629,67	Canal 3s (1r) [V]	4,29
	Apriete axial [kN]	100,02	Apriete axial [kN]	96,46	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	92,91
	Momento Torsor Apriete		270	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	697,00	Desapriete [Nm]	218
COMENTARIOS										
Arandela de 1 mm										
Tirón hasta 120 kN										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-28 – Características del ensayo de desgaste 23.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 23.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,59	Canal 2r (2s) [V]	4,59	3,52	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	742,69
	Canal 3s (1r) [V]	4,31	Canal 3s (1r) [V]	4,31	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	608,02
	Apriete axial [kN]	93,10	Apriete axial [kN]	93,06	-0,17	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete		226	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	675,35
COMENTARIOS										
Sin arandela										
Se lubrica de nuevo. Apriete hasta que las marcas formen 180°										
Sin tirón, solo colocarlo.										
Nº de ciclos parciales: 205409 Nº de ciclos totales: 412777										

Tabla 6-29 – Características del ensayo de rotura 23.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida ha sido aproximadamente igual a la del caso ininterrumpido. La superficie de rotura también tiene un aspecto muy similar.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 23 se muestran a continuación.

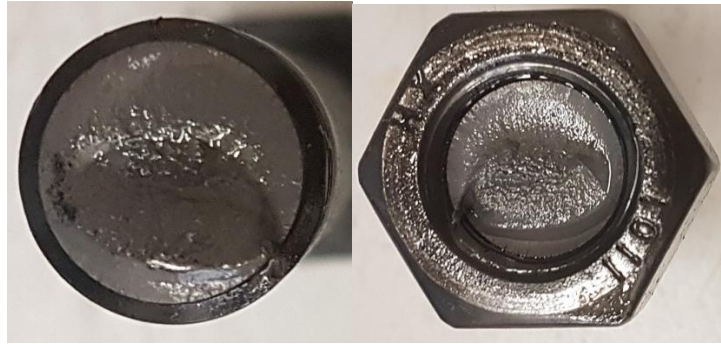


Figura 6-17 – Superficie de rotura tras el ensayo 23.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.4.2 Ensayo 24

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 24.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,91	Canal 2r (2s) [V]	4,76	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	767,70
	Canal 3s (1r) [V]	4,60	Canal 3s (1r) [V]	4,51	F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	633,02
	Apriete axial [kN]	99,45	Apriete axial [kN]	96,98	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	266	Nm		Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	700,36
COMENTARIOS								
Mismas condiciones.								
Nº de ciclos: 207 368								

Tabla 6-30 – Características del ensayo de desgaste 24.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 24.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,58	Canal 2r (2s) [V]	4,57	4,80	%	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	738,06
	Canal 3s (1r) [V]	4,26	Canal 3s (1r) [V]	4,25	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	603,39
	Apriete axial [kN]	92,39	Apriete axial [kN]	92,33	0,63	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	209	Nm				Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	670,73
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento.										
Nº de ciclos parciales: 288952 Nº de ciclos totales: 496320										

Tabla 6-31 – Características del ensayo de rotura 24.

Fuente: Elaboración propia.

En este caso, la vida obtenida ha superado con creces la del caso ininterrumpido, pero la superficie de rotura continúa siendo similar; no tiene la zona de rotura frágil o espontánea aislada, como sí ocurría en toros ensayos.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 24 se muestran a continuación.



Figura 6-18 – Superficie de rotura tras el ensayo 24.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.4.3 Ensayo 25

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 25.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,86	Canal 2r (2s) [V]	4,74	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	774,22	Canal 2r (2s) [V]	4,57
	Canal 3s (1r) [V]	4,78	Canal 3s (1r) [V]	4,64	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	639,55	Canal 3s (1r) [V]	4,56
	Apriete axial [kN]	100,77	Apriete axial [kN]	98,01	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	95,45
	Momento Torsor Apriete	268	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	706,89	Desapriete	220	
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Apriete algo mayor.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-32 – Características del ensayo de desgaste 25.

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida en este tercer ensayo del bloque ha sido considerablemente inferior a la vida media del caso ininterrumpido.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 25.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,56	Canal 2r (2s) [V]	4,55	2,92	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	755,97
	Canal 3s (1r) [V]	4,55	Canal 3s (1r) [V]	4,55	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	621,29
	Apriete axial [kN]	95,23	Apriete axial [kN]	95,14	0,32	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	214	Nm				Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	688,63
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento.										
Nº de ciclos parciales: 157009 Nº de ciclos totales: 364377										

Tabla 6-33 – Características del ensayo de rotura 25.

Fuente: Elaboración propia.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 25 se muestran a continuación.



Figura 6-19 – Superficie de rotura tras el ensayo 25.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.4.4 Ensayo 26

Las características del ensayo de desgaste se muestran a continuación:

Ensayo 26.1	APRIETE Inicial		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,82	Canal 2r (2s) [V]	4,68	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	767,48	Canal 2r (2s) [V]	4,57
	Canal 3s (1r) [V]	4,74	Canal 3s (1r) [V]	4,60	F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	632,81	Canal 3s (1r) [V]	4,49
	Apriete axial [kN]	99,94	Apriete axial [kN]	96,95	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34	Apriete axial [kN]	94,77
	Momento Torsor Apriete	264	Nm		Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	700,14	Desapriete	222
COMENTARIOS										
Mismas condiciones.										
Sin novedad.										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-34 – Características del ensayo de desgaste 26.

Fuente: Elaboración propia.

Las características del ensayo de rotura se muestran a continuación:

Ensayo 26.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,57	Canal 2r (2s) [V]		100,00	%	F_{max} [N]	98,10	σ_{max} [MPa]	149,96
	Canal 3s (1r) [V]	4,54	Canal 3s (1r) [V]		Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F_{min} [N]	10,00	σ_{min} [MPa]	15,29
	Apriete axial [kN]	95,24	Apriete axial [kN]	0,00	100,00	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	67,34
	Momento Torsor Apriete	217	Nm				Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	82,62
COMENTARIOS										
Mismas condiciones y procedimiento.										
Nº de ciclos parciales: 152241 Nº de ciclos totales: 359609										

Tabla 6-35 – Características del ensayo de rotura 26.

Fuente: Elaboración propia.

Las superficies de rotura obtenidas en el ensayo 26 se muestran a continuación.



Figura 6-20 – Superficie de rotura tras el ensayo 26.

Fuente: Elaboración propia.

6.2.4.5 Resumen de resultados del bloque 6

Al igual que en el bloque anterior, en la siguiente tabla, se muestran todos los aprietes y el número de ciclos de cada ensayo.

Tabla resumen: Bloque 6 → -180° [kN] [ciclos]				
Ensayo	F _T inicial	F _T 1/2	F _T inicial 2	Vida total
23	100,02	92,91	93,06	412777
24	99,45	92,92	92,33	496320
25	100,77	95,45	95,14	364377
26	99,94	94,77	0,00	359609
Vida media rotura			200902,75	
Vida media			408270,75	
Desviación estándar			63423,455	

Tabla 6-36 – Resumen de fuerzas de apriete y ciclos de los ensayos del bloque 6.

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados obtenidos para este bloque son similares a los del resto de bloques. La vida media total es 408 271 ciclos con una desviación típica de 63 423 ciclos. La vida a mitad de vida media es 200 903 ciclos por lo que se puede asumir que es prácticamente igual al caso ininterrumpido. En el siguiente apartado se comparan los resultados de cada bloque entre sí.

6.2.5 Ensayo aleatorio (bloque 8)

Como se adelantó al inicio de este documento, en el planteamiento, solo ha podido realizarse un ensayo de este octavo bloque. Este bloque tiene la característica especial de que es el más parecido a los que la empresa desea realizar para averiguar la vida residual de las uniones atornilladas de su campo de aerogeneradores.

El ensayo, al igual que los anteriores, consta de dos partes, el ensayo de desgaste, que consta de 207 368 ciclos, y el ensayo hasta rotura. Sin embargo, en este caso, será desconocida la posición inicial de la tuerca. De modo que antes de realizar el ensayo de apriete previo al ensayo de rotura, habrá que tratar de averiguar la posición en la que estaba la tuerca, cometiendo, con total seguridad, cierto error. Este error pretende representar lo que con alta probabilidad ocurrirá en los ensayos que pretende realizar la empresa para determinar la vida residual de sus uniones atornilladas. De este modo, se podrá vislumbrar la diferencia entre la vida obtenida y la vida que supuestamente debería tener a partir de los experimentos y cálculos realizados.

Para que no se conozca la posición de la tuerca antes del ensayo de desgaste, se colocan numerosas arandelas tanto bajo la cabeza del tornillo como sobre la tuerca, haciendo así inviable la memorización de los milímetros desplazados salvo que se preste especial atención en ello. Debido a esta adición numerosa de arandelas, las rigideces equivalentes del tornillo y del tornillo cambian, haciendo el tornillo más flexible por el aumento de su longitud (adición de arandelas). El aumento de la rigidez implicará que, para la misma carga aplicada que en los ensayos anteriores, la vida esperada en condiciones ininterrumpidas no sea ya de 414 736 ciclos, sino mayor ya que el aumento de la flexibilidad del tornillo hace que éste se lleve menos carga. Dicho nuevo valor de vida será necesario para poder comparar la vida final obtenida experimentalmente con la teórica.

Para corregir la rigidez experimental, se le aplicará una relación igual a la relación que exista entre las rigideces estimadas analíticamente con y sin arandelas. Para la estimación de dichas rigideces se utiliza la hoja Excel diseñada y ya utilizada previamente en el apartado 4.3.4. Este cálculo estimado sigue los procedimientos de la norma VDI 2230 [4].

La principal incógnita de este problema es la longitud total cubierta por las arandelas. Dicha longitud se estima analizando con microscopio la superficie de la rosca para determinar dónde se produjo el rozamiento con la tuerca.

Primero, por tanto, ha de realizarse el ensayo de desgaste.

Ensayo 27.1	APRIETE Inicial 1		APRIETE tras tirón		Máquina		Tornillo		APRIETE a mitad de vida	
	Canal 2r (2s) [V]	4,98	Canal 2r (2s) [V]	4,81	F_{\max} [N]	98,10	σ_{\max} [MPa]	762,45	Canal 2r (2s) [V]	4,64
	Canal 3s (1r) [V]	4,74	Canal 3s (1r) [V]	4,54	F_{\min} [N]	10,00	σ_{\min} [MPa]	636,87	Canal 3s (1r) [V]	4,49
	Apriete axial [kN]	101,62	Apriete axial [kN]	97,75	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	62,79	Apriete axial [kN]	95,48
	Momento Torsor Apriete	268	Nm	Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	699,66	Desapriete [Nm]	223	
COMENTARIOS										
Arandelas tanto bajo la cabeza del tornillo como sobre la tuerca. Desconocido.										
Tirón hasta 120 kN										
Nº de ciclos: 207 368										

Tabla 6-37 – Características del ensayo de desgaste 27.1 (aleatorio).

Fuente: Elaboración propia.

Una vez retirado el ensayo de desgaste, con total desconocimiento sobre el número del número y la tipología de arandelas utilizadas, se procede al desmontaje del sistema y a la inspección del tornillo en microscopio. Antes de realizar la inspección, es preciso limpiarlo mediante un lavado por ultrasonidos, eliminando así los restos de aceite de lubricación que quedan en los valles de la rosca.



Figura 6-21 – Microscopio utilizado.

Fuente: Elaboración propia.

En el microscopio, puede apreciarse que la tuerca no tiene la misma profundidad de rosca en toda su hélice, sino que dicha profundidad crece desde cero hasta el valor nominal pasando por una pequeña zona de transición que dura menos de dos vueltas. Por lo tanto, el rozamiento que genera sobre el tornillo varía en la zona donde la tuerca comienza. Teniendo en cuenta estas aclaraciones, se deliberó que la posición inicial del rozamiento ese daba entre el octavo y noveno filete.

Teniendo en cuenta que la altura total del sistema formado por el casquillo y los dos acopladores roscados mide 82,24 mm y que la tuerca tiene una altura de 0,25 hasta que empieza la rosca, puede determinarse que la distancia desde la base de la cabeza del tornillo hasta el comienzo de la rosca libre, originalmente, es de 82,59 mm.

Midiendo con un pie de rey la distancia entre la base de la cabeza del tornillo y el punto entre el octavo y noveno filete de la rosca donde se determinó que comenzaba el rozamiento, se obtuvo una medida de 93,60 mm. Por lo tanto, distancia añadida por las arandelas es, a priori 11,01 mm. Sin embargo, hay que añadir a esta distancia las desviaciones producidas por el alargamiento del tornillo y la compresión de los elementos del sistema (arandelas, casquillo y acopladores roscados) debido al apriete. El apriete final es de aproximadamente 95 kN, lo que supone una tensión de 605 MPa teniendo en cuenta que la sección resistente de un tornillo de métrica M16 es 157 mm² en el tornillo. El Módulo de Young del tornillo es $E = 205\,000$ MPa, por lo que la deformación:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{605}{205\,000} = 2,95 \cdot 10^{-3} = 0,295 \%$$

Aplicando este tanto por ciento de deformación a la distancia a la que se situaba el comienzo del rozamiento, 93,60 mm, se obtienen 0,276 mm, por lo que la distancia real es 93,876 mm. Entonces, la distancia que se estima que cubrieron las arandelas resulta ser, aproximadamente, 11,3 mm. En la figura 6-22 se muestran las arandelas utilizadas para completar dicha longitud.



Figura 6-22 – Arandelas utilizadas para cubrir 11,3 mm de longitud.

Fuente: Elaboración propia.

La rigidez equivalente analítica del tornillo con el sistema original, sin arandelas, es 24,18 %, como ya se calculó en el apartado 4.4.2 y como se muestra en la tabla 6-38 a continuación.

$k_{\text{casquillo}}$ [N/mm ²]	1,02E+06	Dimensiones tornillo [mm]	Acoplador roscado t 4/5	Aproximación
k_{tornillo} [N/mm ²]	3,49E+05	D nominal 16	Longitud 15,28	D int cil eq 28,1
		L caña 72	D int B sup 17,5	D ext cil eq 32,3
		L rosca libre fuera 24,8	D int B inf 38,7	OK
		D fondo r t 13,546	D ext B sup 22,5	
		dw (apoyo cabeza) 22,5	D ext B inf 42,1	k adaptador 2,74E+06
Fuera quiere decir que queda más allá de la tuerca, lejos de la cabeza. Dentro es la que realmente contabiliza en la rigidez y será la resta de la rosca total menos la de fuera.			Métrica Ros 72	
Para el caso SIN adaptadores hay que poner como L rosca libre:			Paso Rosca 2	
L acop roscado	19,1	La dimensión original base de los acop rosc es 19,1	D_ext_max 68,53589838	
L casquillo	44	L rosca libre por fuera 24,8	Se divide el acoplador en 2 partes. Las grietas salieron entre los dos primeros filetes de los 10 que tiene en total. Se toma un reparto de 2/10=1/5 para el casquillo y 4/5 para el tornillo.	
L rosca tornillo total	43			
L cuerpo tornillo	120			
k_{Cabeza}	5,28E+06	Longitud la mitad del D Nominal. Diámetro igual al D nominal	Acoplador roscado c 1/5	Aproximación
$k_{\text{Caña}}$	5,86E+05	Suponiendo cilindro perfecto	Longitud 3,82	D int cil eq 41,35
$k_{\text{Rosca no coincidit}}$	1,81E+06	Sin aproximación, usar sección resistente y longitud de rosca libre (no coincident)	D int B sup 38,7	D ext cil eq 44,55
$k_{\text{Rosca coincidente}}$	3,78E+06	Long la mitad de D Nominal, diámetro igual a D de fondo de rosca tornillo (d3)	D int B inf 44	OK
K Tuerca	6,60E+06	Longitud igual a 0,4 por D Nominal. Diámetro el nominal.	D ext B sup 42,1	
Están en serie todas por lo que un aumento de la rigidez (disminución de la longitud) aumenta la rigidez del tornillo			D ext B inf 47	k adaptador 1,19E+07
Rigideces equivalentes de casquillo y tornillo con el sistema		Conocidos los pts inicial y final de las rectas que unen Di y De de las bases sup e inf del acop roscado, se puede obtener la pendiente a través de la ec. De la recta que pasa por dos puntos	Métrica Ros 72	
$k_{\text{casquillo}}^{\text{eq}}$ CON sist	8,73E+05	$K_{\text{casquillo}}$ 0,7582	Paso Rosca 2	
$k_{\text{tornillo}}^{\text{eq}}$ CON sist	2,78E+05	K_{tornillo} 0,2418	D_ext_max 68,53589838	
			Pendiente recta externa	-0,779591837
			Pendiente recta interna	-0,720754717

Tabla 6-38 – Rigidez estimada del sistema sin arandelas.

Fuente: Elaboración propia.

La rigidez equivalente analítica del tornillo con la adición de arandelas al sistema es 22,55 %, tal y como se muestra en la siguiente tabla.

$k_{\text{casquillo}}$ [N/mm ²]	1,02E+06	Dimensiones tornillo [mm]	Acoplador roscado t 4/5	Aproximación
k_{tornillo} [N/mm ²]	3,12E+05	D nominal 16	Longitud 15,28	D int cil eq 28,1
		L caña 72	D int B sup 17,5	D ext cil eq 32,3
		L rosca libre fuera 13,5	D int B inf 38,7	OK
		D fondo r t 13,546	D ext B sup 22,5	
		dw (apoyo cabeza) 22,5	D ext B inf 42,1	k adaptador 2,74E+06
Fuera quiere decir que queda más allá de la tuerca, lejos de la cabeza. Dentro es la que realmente contabiliza en la rigidez y será la resta de la rosca total menos la de fuera.			Métrica Ros 72	
Para el caso SIN adaptadores hay que poner como L rosca libre:			Paso Rosca 2	
L acop roscado	19,1	La dimensión original base de los acop rosc es 19,1	D_ext_max 68,53589838	
L casquillo	44	L rosca libre por fuera 13,5	Se divide el acoplador en 2 partes. Las grietas salieron entre los dos primeros filetes de los 10 que tiene en total. Se toma un reparto de 2/10=1/5 para el casquillo y 4/5 para el tornillo.	
L rosca tornillo total	43			
L cuerpo tornillo	120			
k_{Cabeza}	5,28E+06	Longitud la mitad del D Nominal. Diámetro igual al D nominal	Acoplador roscado c 1/5	Aproximación
$k_{\text{Caña}}$	5,86E+05	Suponiendo cilindro perfecto	Longitud 3,82	D int cil eq 41,35
$k_{\text{Rosca no coincidit}}$	1,12E+06	Sin aproximación, usar sección resistente y longitud de rosca libre (no coincident)	D int B sup 38,7	D ext cil eq 44,55
$k_{\text{Rosca coincidente}}$	3,78E+06	Long la mitad de D Nominal, diámetro igual a D de fondo de rosca tornillo (d3)	D int B inf 44	OK
K Tuerca	6,60E+06	Longitud igual a 0,4 por D Nominal. Diámetro el nominal.	D ext B sup 42,1	
Están en serie todas por lo que un aumento de la rigidez (disminución de la longitud) aumenta la rigidez del tornillo			D ext B inf 47	k adaptador 1,19E+07
Rigideces equivalentes de casquillo y tornillo con el sistema		Conocidos los pts inicial y final de las rectas que unen Di y De de las bases sup e inf del acop roscado, se puede obtener la pendiente a través de la ec. De la recta que pasa por dos puntos	Métrica Ros 72	
$k_{\text{casquillo}}^{\text{eq}}$ CON sist	8,73E+05	$K_{\text{casquillo}}$ 0,7745	Paso Rosca 2	
$k_{\text{tornillo}}^{\text{eq}}$ CON sist	2,54E+05	K_{tornillo} 0,2255	D_ext_max 68,53589838	
			Pendiente recta externa	-0,779591837
			Pendiente recta interna	-0,720754717

Tabla 6-39 – Rigidez estimada del sistema con arandelas.

Fuente: Elaboración propia.

La rigidez equivalente experimental con arandelas puede obtenerse aplicando la relación entre las rigideces equivalentes analíticas. La rigidez equivalente experimental del sistema original es del 24 % para el tornillo, por lo tanto, la rigidez equivalente experimental del tornillo en el caso con arandelas será:

$$24 \cdot \frac{22,55}{24,18} = \mathbf{22,38 \%}$$

Al ser la nueva rigidez equivalente experimental del tornillo un 22,38 %, la vida que debería durar el tornillo en condiciones ininterrumpidas ya no es 414 736 ciclos, sino mayor.

Teniendo en cuenta la nueva rigidez, la tensión alterna a la que está sometida el tornillo puede calcularse fácilmente, ya que la carga de la máquina y el apriete son los mismos. En la tabla 6-37 ya se mostraron dicha tensión con el cálculo automático que realiza el programa de Excel diseñado. Sin embargo, se detallan aquí los pasos realizados por el programa.

$$\sigma_{max} = \frac{[(98,1 \cdot 0,2255) + 100] \cdot 10^3}{157} \approx 777 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{[(10 \cdot 0,2255) + 100] \cdot 10^3}{157} \approx 651 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \approx 62,8 \text{ MPa}$$

Acudiendo a la curva de fatiga experimental obtenida con los ensayos del bloque 1, se llega a que la vida asociada a dicha tensión alterna es aproximadamente 660 780 ciclos.

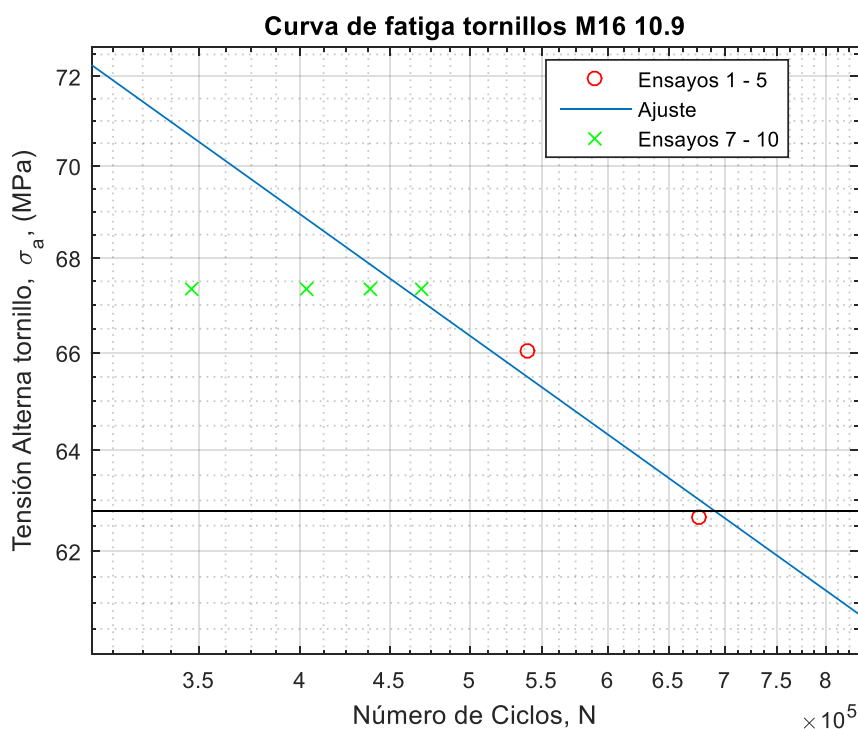


Figura 6-23 – Corte de la curva de fatiga experimental con la tensión alterna del tornillo con arandelas.

Fuente: Elaboración propia.

Como ya se han realizado 207 368 ciclos durante el ensayo de desgaste, la vida que se debería obtener en el ensayo de rotura si se estuviera en el caso ininterrumpido es de 453 412 ciclos. Como el ensayo se ha interrumpido, la vida será distinta, pero debe estar cercana a dicho valor. Según el acierto en la determinación de la posición de la grieta, se estará más cerca o más lejos de dicha vida. Gracias a los ensayos de los bloques anteriores se podrá estimar cuánto se ha errado en el posicionamiento de la grieta durante el segundo ensayo de apriete.

El ensayo de desgaste concluyó con las siguientes características:

Ensayo 27.2	APRIETE Inicial (marca)		APRIETE solo montar		Pérd. Ap. dsd inicial 1		Máquina		Tornillo	
	Canal 2r (2s) [V]	4,63	Canal 2r (2s) [V]	4,63	2,57	%	F _{max} [N]	98,10	σ _{max} [MPa]	746,44
	Canal 3s (1r) [V]	4,48	Canal 3s (1r) [V]	4,48	Pérd. Ap. dsd mitad de vida		F _{min} [N]	10,00	σ _{min} [MPa]	620,86
	Apriete axial [kN]	95,30	Apriete axial [kN]	95,24	0,25	%	Amplitud [N]	44,05	Amplitud [MPa]	62,79
	Momento Torsor Apriete		215	Nm			Nivel medio [N]	54,05	Nivel medio [MPa]	683,65

COMENTARIOS

Se observa la rosca en microscopio y se destima que las arandelas cubrían una distancia de 11,3 mm. El tornillo es más flexible, la vida será mayor.
Se lubrica de nuevo. Sin tirón, solo colocarlo.
Nº de ciclos parciales: 509884 Nº de ciclos totales: 717252

Tabla 6-40 – Características del ensayo de rotura 27.2 (aleatorio).

Fuente: Elaboración propia.

La vida obtenida en el ensayo de apriete fue 509 884 de ciclos y la total, por tanto, 717 252. Dicha vida se comentará en el apartado de resultados a continuación, donde se muestra también un resumen de todos los bloques de ensayo. La superficie de rotura se muestra en la siguiente figura.



Figura 6-24 – Superficie de rotura tras el ensayo 27 (aleatorio).

Fuente: Elaboración propia.

7 RESULTADOS

La ciencia no solo es una disciplina de la razón, sino también del romance y de la pasión.

- Stephen Hawking -

En este apartado se pretenden resumir y comentar los resultados obtenidos en los ensayos de desgaste y rotura realizados entre los bloques 2 y 6 y del único ensayo aleatorio realizado (bloque 8). En la tabla 7-1 se muestra un resumen de resultados de todos los ensayos realizados.

El tanto por ciento representa, en valor absoluto, la diferencia respecto al bloque 2, donde se realizaron los ensayos a la misma carga que el resto, pero de manera ininterrumpida. Al ser un único ensayo el realizado del bloque 8, no presenta desviación típica.

Bloque	2ª mitad de vida [ciclos]	%	Vida total [ciclos]	%	Desviación típica
2 Ininterrumpido	207 368	ref.	414 736	ref.	52 817
3 $\pm 0^\circ$; ± 0 mm	151 013	27,18	358 381	13,59	22 170
4 $+ 90^\circ$; $+ 0,5$ mm	212 791	2,62	420 159	1,31	54 031
5 $+ 180^\circ$; $+ 1$ mm	194 963	5,98	402 331	2,99	75 596
6 $- 180^\circ$; $- 1$ mm	200 903	3,12	408 271	1,56	63 423
8 Aleatorio	509 884	12,45	717 252	8,55	-

Tabla 7-1 – Resumen resultados de los ensayos realizados.

Fuente: Elaboración propia.

La diferencia más llamativa es que, una vez parado el ensayo a mitad de vida, cuando la grieta se sitúa en el mismo lugar que antes, la caída en la vida es de un 13,6 % (bloque 3), mucho mayor que la diferencia en vida de los demás bloques. Esto puede ser debido a que, al desmontar y volver a montar la unión, se somete a esta a tensiones de apriete altas que pueden afectar a la evolución de la grieta antes de que ésta pase a ciclar de nuevo, produciendo la disminución de vida que se aprecia. En el resto de los bloques, sin embargo, la vida es similar a la del caso ininterrumpido. En los bloques 3, 4 y 5 también se desmonta la unión y se producen tensiones altas que hacen disminuir la vida sin ciclar la unión; pero ahí llega la gran diferencia de estos bloques frente al 3. En estos casos, la grieta se está desplazando, y eso está produciendo un aumento de la vida. Por lo tanto, la bajada de vida debido al desmontaje se compensa en cierta medida (a veces más y a veces menos) con el aumento de vida por el cambio de posición de la grieta.

También se puede observar que, si se añaden las desviaciones típicas a los resultados medios obtenidos, prácticamente todos los bloques se solapan entre sí. Esto quiere decir, que la dispersión por fatiga hace que no se aprecie la diferencia de vida por cambiar la posición de la grieta más o menos. Sin embargo, como se ha comentado en el párrafo anterior, resulta evidente que desplazar la grieta tiene efecto sobre la vida, ya que el bloque 2 tuvo una disminución del 13,6 % en esta.

El único ensayo aleatorio (bloque 8) se concluyó con 717 252 ciclos, de los cuales, 509 884 se produjeron en el ensayo de rotura. Debido al cambio de rigidez por el desplazamiento de aproximadamente 11 mm que ha supuesto la adición de arandelas de forma aleatoria. Dicha disminución de la rigidez equivalente del tornillo provocaba que la vida esperada (en caso de ser un ensayo ininterrumpido) fuera de 660 780 ciclos aproximadamente en total, es decir, 453 412 ciclos de ensayo de rotura. Por ello, los porcentajes no toman la misma referencia que el resto de los bloques, sino las cantidades de ciclos citadas en este párrafo.

Estos números se traducen en que el ensayo aleatorio ha durado un 12,45 % más de lo esperado en la segunda mitad de vida y un 8,55 % más de lo esperado en total. Estas diferencias están dentro del orden de diferencia respecto a la vida esperada. La diferencia puede deberse tanto a errores en la estimación de la rigidez y, por tanto, a la estimación de la vida esperada, como a las posibles desviaciones en la determinación de la longitud cubierta por las arandelas. Resultaría de utilidad realizar más ensayos aleatorios de modo que pueda observarse cierta tendencia de comportamiento, al igual que en el resto de los bloques.

Para finalizar este apartado, en la figura 7-1 se muestra una foto de todos los tornillos ensayados hasta el bloque 6 inclusive.



Figura 7-1 – Tornillos rotos durante los ensayos.

Fuente: Elaboración propia.

8 CONCLUSIÓN

Grandes descubrimientos y mejoras implican invariablemente la cooperación de muchas mentes.

- Alexander Graham Bell -

En este documento se pretende determinar el efecto que tiene sobre la vida de la unión atornillada el hecho de cambiar de posición la grieta generada a mitad de vida. Sin embargo, como en todo trabajo que persigue un objetivo nunca conseguido con anterioridad, se encuentran limitaciones que impiden completar los objetivos en su totalidad. Estas limitaciones, suelen ser debidas a la complejidad del problema y, por tanto, a la duración que se requiere para resolverlo, por lo que este trabajo puede servir como un punto y seguido en la investigación de las uniones atornilladas llevada a cabo por el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla.

Para realizar este proyecto se debían realizar numerosos ensayos de fatiga en tornillos de métrica M16. Primero se realizaron ensayos para determinar la curva SN de los tornillos. Posteriormente, se determinó una carga para que la vida total de la unión resultara ser aproximadamente 500 000 ciclos. Luego, se realizaron diversos bloques de ensayos donde, a mitad de vida, se cambiaba la ubicación respecto a la tuerca de la grieta existente en el tornillo y se analizaba la vida obtenida en comparación con el caso ininterrumpido. Finalmente, se ha podido concluir que el existe un aumento de vida debido al cambio de posición de la grieta, pero que no depende tanto de cuánto se ha movido como para ser apreciable frente a la propia dispersión de los ensayos de fatiga.

Todos estos ensayos requirieron un trabajo previo importante. Dichas tareas se han reflejado en este documento y algunas de ellas son los ensayos de rigidez, las estimaciones de rigidez, las calibraciones del casquillo, el rediseño de algunos elementos del montaje, el contacto con empresas externas para la compra y fabricación del material necesario etc ... Debido a los usuales y numerosos imprevistos que conlleva la experimentación, no se ha podido completar todo el abanico de ensayos planificados. Sin embargo, se ha cubierto un número suficiente de los mismos como para extraer las conclusiones expuestas en el apartado "Resultados". Estos imprevistos han permitido aprender de los errores para mejorar en futuros proyectos. Si es posible, convendría trabajar con un utillaje de menores dimensiones, con idea de utilizar cargas menores e incluso una máquina de ensayo menos pesada. Esto aumentaría la vida de las arandelas y facilitaría la rotura del tornillo debido al reparto de rigideces equivalentes. Otra

mejora sustancial sería el empleo de galgas inalámbricas, ya que el cableado siempre es problemático a la hora de transportar los útiles entre salas. Este último aspecto también podría cambiarse, ya que el hecho de tener que transportar los útiles tantas veces entre salas aumenta el riesgo material. Finalmente, sería interesante utilizar una máquina de apriete y lubricación que permitiera disminuir las pequeñas incógnitas que aportan estas fases del ensayo de apriete, disminuyendo así las fuentes de posibles pequeños errores.

Para concluir, como todo proyecto, existe la posibilidad de continuar extendiéndolo a partir de distintas tareas relacionadas. Algunas de ellas se exponen a continuación.

La tarea más inmediata supondría continuar con los ensayos sobre los tornillos de métrica M16 para completar el planteamiento realizado en este documento. Uniendo los resultados con los obtenidos en este proyecto podría llegarse a conclusiones que originen nuevos experimentos.

Otra posibilidad interesante es realizar inspecciones con microscopio de las superficies de rotura para estudiar con mayor detalle la evolución de las microgrietas hasta formar la grieta que finalmente produce la rotura.

Los experimentos realizados forman parte de una serie de trabajos de investigación para averiguar la razón de la rotura prematura de uniones atornilladas en un campo de aerogeneradores real. Por lo tanto, algunas tareas futuras ya están planteadas como la representación del mismo montaje experimental en un modelo de Elementos Finitos o el estudio mediante Elementos Finitos de la evolución de las grietas en el tornillo. Otras, sin embargo, ya están realizadas, como el estudio de una unión atornillada en un modelo de Elementos Finitos, el cual se realiza en el Trabajo de Fin de Máster “*Estudio numérico mediante el método de los Elementos Finitos de la vida a fatiga en uniones atornilladas*” [22].

Bibliografía

- [1] Deutsches Institut für Normung. General purpose ISO metric screw threads. DIN13-1. Berlin, DIN, Noviembre de 1999.
- [2] Deutsches Institut für Normung. M1,6 to M39 hexagon head bolts. DIN931. Berlin, DIN, Septiembre de 1987.
- [3] Deutsches Institut für Normung. Hexagon nuts with metric coarse and fine pitch thread. DIN934. Berlin, DIN, Octubre de 1987.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure. Systematic calculation of high duty bolted joints with one cylindrical bolt. VDI 2230. Düsseldorf, VDI, 2003.
- [5] CEPESA, Chevron Products UK Limited. “*Meropa WM 320*”. cepsa.es, 2010 [consulta: Diciembre de 2018]. Disponible en:
<https://www.cephsa.es/stfls/comercial/FICHEROS/Productos/Meropa%20WM%20320%20V-4%20ES%20250210.pdf>.
- [6] ARAGONESA, Tornillera. “*Propiedades mecánicas de tornillos*”. Zarainfo.net. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en:
http://www.tornillera.com/archivos/info_tecnica/esp/propiedades_tornillos.pdf
- [7] ELECTROMECHANIC, Alejandro. “*Calidades en tornillería*”. Wordpress. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en:
<http://automantenimiento.net/mecanica/calidades-en-tornilleria/>
- [8] DEL VALLÉS, Aceros. “*F 127*”. txellllorach.com. [consulta: Noviembre de 2018]. Disponible en:
http://www.acerosdelvalles.com/1_29_f127.html
- [9] ISO CALCULATOR, online. “*Cálculo online par de apriete tornillos*”. [consulta: Octubre de 2018]. Disponible en:
http://www.online-iso-calculator.com/Calculo_par_de_Apriete/index.php?thread_standard_value=M16+%28X2%29&standard_head_option=1&iso_head_organization=2&iso_head_value=14&strength_class_value=10.9&select_friction_option=S&metal_coating_value=3&lubrication_value=1&recommended_torque_80_value=&dkm_value=19.85&s_value=24&socket_select=1&fastener_type=&coefficient_value=0.1
- [10] Twenty-fifth ISOPE Conference Anniversary: Ocean, Arctic, Energy; Gas Hydrates and Ocean Mining 2015. Golden, Colo., U.S.A: International Society of Offshore and Polar Engineers, 2015. Print.
- [11] APELAND, Jørgen. “*Application of FE-analysis in Design and Verification of Bolted Joints According to VDI 2230 at CERN*”. MSc Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Genève, 2018.
- [12] Comité Europeo de Normalización. Design of steel structures – Strength and stability of shell structures. EN 1993-1-6. Bruselas, CEN, Febrero de 2007

- [13] S.B. Batdorf, Murry Schildcrout, and Manuel Stein, NACA Tech Repot No: 1343, "Critical Stress of Thin Walled Cylinder in Axial Compression" Washington 1947.
- [14] Brush, D.O., Almroth, B.O., "Buckling of Bars, Plates and Shells", McGraw Hill, 1975.
- [15] Ventsel, Eduard, and Theodor Krauthammer. *Thin plates and shells: theory, analysis, and applications*. New York: Marcel Dekker, 2001. Print.
- [16] Baker, E. H., L Kovalevsky, and F. L. Rish. *Structural analysis of shells*. Huntington, N.Y: R.E. Krieger Pub. Co, 1981. Print.
- [17] ESDEP WG 6. Applied Stability. "Buckling of Real Structural Elements II" [consulta: Abril 2019] Disponible en: <http://fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/esdep/master/wg06/10620.htm>
- [18] ESDEP WG 6. Plates and Shells. "Introduction to Shell Structures" [consulta: Abril 2019] Disponible en: <http://fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/esdep/master/wg08/10600.htm>
- [19] Budynas, Richard G., J K. Nisbett, and Joseph E. Shigley. *Shigley's mechanical engineering design*, New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. Print.
- [20] DOMÍNGUEZ ABASCAL, JAIME. "La fatiga de los materiales y su tolerancia al daño". El Mundo. Sevilla, España.
- [21] ROMERO MACÍAS, Álvaro. "Procedimiento para la determinación de la vida residual de tornillos en aerogeneradores". Trabajo de fin de Grado, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2017.
- [22] JULIÁ LERMA, Javier Miguel. "Estudio numérico mediante el método de los Elementos Finitos de la vida a fatiga en uniones atornilladas". Trabajo de fin de Máster, Universidad de Sevilla, Sevilla, 2019.